

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

**С. В. Кравець, А. А. Нечидюк,
О. В. Косяк**

**МАШИНИ ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ
ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ
(наукові основи створення)**

*За редакцією заслуженого діяча науки і техніки України,
доктора технічних наук, професора С. В. Кравця*



Національний університет
Підручник
водного господарства
та природокористування

Рівне – 2018

УДК 624.132.002.51.001.24
К77

Рецензенти:

Маланчук З. Р., доктор технічних наук, професор Національного університету водного господарства та природокористування (м. Рівне);

Мусійко В. Д., доктор технічних наук, професор Національного транспортного університету (м. Київ);

Кириченко І. Г., доктор технічних наук, професор Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

*Затверджено вченою радою Національного університету
водного господарства та природокористування
(протокол № 2 від 23.02.2018 р.)*

Кравець С. В., Нечидюк А. А., Косяк О. В.

К77 Машини для прокладання підземних комунікацій (наукові основи створення): підручник / за загальною редакцією С. В. Кравця. – Рівне : НУВГП, 2018. – 270 с.

ISBN 978-966-327-389-1

У підручнику викладено відомості про сучасні прогресивні методи прокладання підземних комунікацій; будову та роботу машин для їх прокладання способами заглиблення в щілину з денної поверхні й зтягування в порожнину з приямка, машин й обладнання для влаштування вертикальних порожнин; алгоритми вибору вихідних даних і визначення основних параметрів для проектування та створення цих машин.

Підручник призначений для студентів закладів вищої освіти, які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» спеціалізації «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання», магістрів, аспірантів, фахівців галузі машинобудування.

УДК 624.132.002.51.001.24

ISBN 978-966-327-389-1

© С. В. Кравець, А. А. Нечидюк,
О. В. Косяк, 2018

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2018

ВСТУП

Майбутньому фахівцеві в галузі машинобудування необхідні глибокі знання зі створення і випуску конкурентоспроможної продукції машинобудування: машин та обладнання для прокладання підземних інженерних комунікацій різного призначення (газо- і водопроводи низького тиску, оптико-волоконні та інші лінії зв'язку, термо- і гідромеліоративні системи, енергосилові лінії, протиерозійні системи та інші комунікації) з використанням сучасних поліетиленових матеріалів.

Головна мета навчальної дисципліни «**Наукові основи створення машин для прокладання підземних комунікацій**» полягає у тому, щоб сформувати у студентів інженерні знання зі створення, вибору й ефективного застосування машин та обладнання для прокладання підземних комунікацій у різних галузях матеріального виробництва.

Основними завданнями навчальної дисципліни є:

- навчити студентів застосовувати загальні методи дослідження і проектування спеціальних машин та обладнання для прокладання підземних комунікацій;
- сформувати вміння застосовувати набуті знання у процесі вирішення практичних завдань щодо вдосконалення існуючих та створення нових надійних, економічних машин для земляних робіт.

У результаті вивчення курсу студенти повинні:

- знати будову й роботу машин для прокладання підземних комунікацій та їхніх елементів, основи розрахунку та проектування;
- вміти самостійно визначати раціональні параметри машин для прокладання підземних комунікацій із використанням сучасних програмних засобів ЕОМ;
- проектувати машини відповідно до Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) та обов'язкових технічних вимог;
- вивчити основні етапи створення нових машин і обладнання на прикладі машин для прокладання підземних комунікацій: 1) вивчення та розробка обов'язкових технічних вимог; 2) вивчення та аналіз технологій будівництва підземних комунікацій; 3) аналіз робочих органів машин і обладнання; 4) розробка технічної пропозиції щодо модернізації або створення нової конструкції; 5) дослідження запропонованої конструкції; 6) розробка методики розрахунку та визначення оптимальних параметрів режимів роботи; 7) розробка технічної та робочої документації; 8) виготовлення дослідного зразка обладнання; 9) польові та виробничі випробування дослідного зразка; 10) доведення дослідного зразка до серійного виробництва.

Оволодіння дисципліною «Наукові основи створення машин для прокладання підземних комунікацій» допоможе майбутнім фахівцям створювати і застосовувати машини та обладнання для ефективного

прокладання підземних комунікацій без проведення рекультиваційних робіт.

Підручник підготовлено за редакцією доктора технічних наук, професора, заслуженого діяча науки і техніки України С. В. Кравця, окремі розділи написали: доктор технічних наук, професор С. В. Кравець (1, 2, 4, додатки), кандидат технічних наук, доцент А. А. Нечидюк (3, додатки), кандидат технічних наук О. В. Косяк (4, додатки).

Автори висловлюють щире подяку рецензентам: З. Р. Маланчуку – докторові технічних наук, професору, професору кафедри розробки родовищ та видобування корисних копалин Національного університету водного господарства та природокористування (м. Рівне); В. Д. Мусійку – докторові технічних наук, професору, завідувачу кафедри дорожніх машин Національного транспортного університету (м. Київ); І. Г. Кириченку – докторові технічних наук, професору, декану механічного факультету Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за цінні та корисні зауваження, що враховані при підготовці рукопису до друку.

Автори будуть вдячні фахівцям, студентам, колегам за зауваження і пропозиції, спрямовані на вдосконалення підручника, які просимо надсилати на адресу: a.a.nechydiuk@gmail.com.

Сподіваємося, що книга буде цікавою та корисною для магістрів, аспірантів, пошуковців, фахівців галузі машинобудування.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

1. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ СПОСОБОМ ЗАГЛИБЛЕННЯ У ЩІЛИНУ ІЗ ДЕННОЇ ПОВЕРХНІ

1.1. Основні типи підземних комунікацій і вимоги до їх будівництва

Підземні комунікації – це лінійно-протяжні об'єкти (у подальшому ЛПО), які призначені для транспортування під землею води, газу, нафто- та інших продуктів, а також для передачі енергії та інформації (електросилові лінії, лінії зв'язку, світловоди, термогідросистеми) від виробника до споживача.

Підземні комунікації прокладають при будівництві гідро- і термогідромеліоративних, протиерозійних систем, при спорудженні продукто- і газопроводів, а також ліній зв'язку.

Особливістю цих робіт є те, що вони виконуються, як правило, на площах, відведених для вирощування сільськогосподарської продукції, а тому процес прокладання не повинен призводити до техногенної дії на підорні горизонти і зниження врожайності по ширині будівельної смуги. Навпаки, процес укладання підземних комунікацій має супроводжуватися розушільненням ґрунту, збереженням його родючого шару без проведення рекультиваційних робіт. Крім того, щоб не впливати на графіки проведення весняно-осінніх польових робіт, будівництво проводиться в стислі терміни, між збиранням і наступним посівом урожаю, а тому необхідно забезпечити високу робочу швидкість і продуктивність процесу.

З урахуванням викладеного, до робочого процесу укладання підземних ЛПО, незалежно від їх типу і призначення, існують **загальні обов'язкові технічні вимоги**:

- щільність ґрунту в зоні механічного впливу не повинна перевищувати: для супіщаних ґрунтів – $1,2...1,4 \text{ г/см}^3$; для суглинистих і глинистих ґрунтів – $1,1...1,3 \text{ г/см}^3$;
- пористість ґрунту при вказаній щільності і його найбільш ймовірній природній вологості повинна знаходитися в межах: для супіщаних ґрунтів – 53...61%; для суглинистих і глинистих – 58...68%;
- робочий процес повинен забезпечити суміщення операцій з розробки і розушільнення ґрунту у щілині, укладанню ЛПО і її закриттю;
- над прокладеними комунікаціями повинен зберегтися родючий шар ґрунту без проведення додаткових робіт. Переміщення родючого шару ґрунту в нижчележачі горизонти не повинно перевищувати 10...15%;
- прокладання об'єктів повинне забезпечуватися в ґрунтах I...III категорії на швидкостях до 2...3 км/год.

Для інтенсифікації сільськогосподарського ґрунтообробітку застосовують **гідромеліоративні системи** як комплекс гідротехнічних, агротехнічних, агроеліоративних та інших ґрунтозахисних заходів і споруд,

що направлені на регулювання водно-повітряного режиму ґрунтів і отримання стійких високих врожаїв сільськогосподарських культур. Найбільш поширені закриті осушувальні гідромеліоративні системи, основою яких є регулююча сітка підземних дренажних трубопроводів та інших елементів для збирання й вилучення з території надлишкових поверхневих і ґрунтових вод.

У країнах Східної Європи близько 80% перезволожених мінеральних ґрунтів, що становить 160 млн га, є перехідними (з коефіцієнтом фільтрації $K_f < 0,3$ м/добу) і важкими ($K_f < 0,1$ м/добу) для проникнення води в нижні горизонти. Для осушення таких ґрунтів найбільш ефективними вважають комбіновані дренажні системи. Такі системи являють собою гончарні чи пластмасові підземні трубопроводи діаметром 50...90 мм, засипані фільтруючим матеріалом (щебінь, гравій, пісок та інші), і поперечні кротові дрени (ґрунтові порожнини) або глибоке розпушення міждренного простору. Але через необхідність витрати великих об'ємів фільтруючих матеріалів і недовговічність кротових дренажів вони не знайшли широкого розповсюдження.

У Національному університеті водного господарства та природокористування (НУВГП, а.с. 1788140, СРСР, 1993) розроблена конструкція комбінованої агрономеліоративної дренажної системи, яка дозволяє підвищити ефективність осушення важких ґрунтів, знизити в 1,5...2 рази собівартість будівництва за рахунок різкого зменшення об'ємів фільтруючих засипок або відмову від них взагалі і розширити область застосування таких систем.

Комбінована дренажна система являє собою пластмасові або гончарні трубчасті дрени із зовнішнім діаметром до 110...120 мм, прокладені на глибині 0,9...1,0 м і на відстані між трубопроводами 20...40 м (рис. 1.1). Впоперек дренажів на глибині 0,6...0,7 м прокладені довгомірні дренажні елементи 2, виготовлені із сітчастої оболонки діаметром 60...80 мм заповненої фільтруючим матеріалом (льонокостриця, подрібнена солома, гранульований торф та інші). Відстань між дренажними елементами 2 складає 6...10 м. Для підвищення водоакумулюючої властивості системи впоперек дренажів 1 з мінімальним кроком 1 м проводять багатоярусну оранку із зворотнім обертанням шарів ґрунту всередині щілини 3 на глибину 0,6...0,7 м з шириною захвату – 0,35...0,5 м. Гідравлічний зв'язок між дренажними елементами 1, 2, 3 здійснюється за рахунок розпушення і оструктурення ґрунту багатоярусною оранкою.

Будівництво гідромеліоративних осушувальних систем необхідно здійснювати відповідно до обов'язкових вимог:

- створення умов для надійного гідравлічного зв'язку між родючим шаром ґрунту і дренажним трубопроводом ($K_f > 0,1...0,2$ м/добу).
- розуцільнення і оструктурення ґрунту навколо дренажів гумусним горизонтом (щільність ґрунту менша природної щільності).
- глибина закладання і діаметр дренажу (максимальні) повинні складати відповідно 1,4 м і 120 мм;

- робочий процес здійснюється в ґрунтах з вмістом твердих включень розміром поперечника 20...30 см не більше 3...4% від об'єму розроблюваного ґрунту, з високим рівнем ґрунтових вод (менше 40 см від поверхні землі), в запливаючих і обвальних ґрунтах.

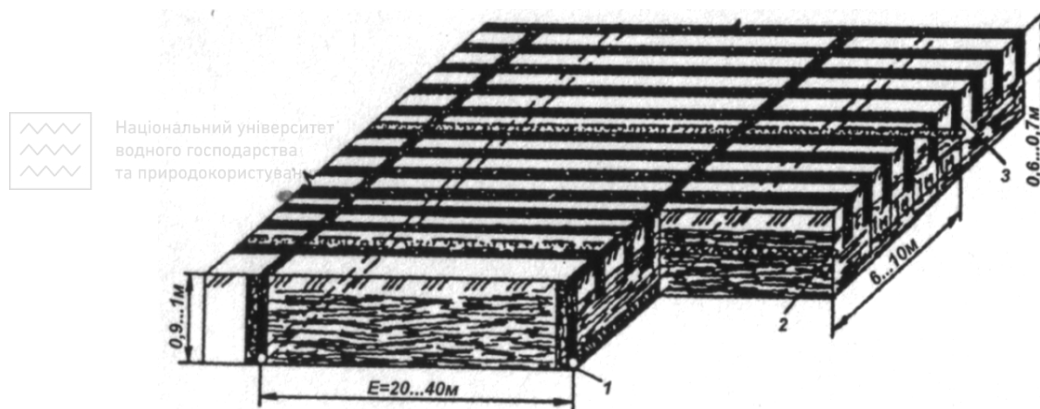


Рис. 1.1. Комбінована дренажна система:

1 – трубчасті дрени; 2 – довгомірні фільтруючі елементи; 3 – багатоярусна оранка

Крім того, для покращення функціонування осушувальних систем потрібно дотримуватися **спеціальних додаткових технічних вимог**, які сформульовані на основі даних літературного аналізу і досвіду експлуатації меліоративних систем:

- робочий процес здійснюється у важких меліоративних ґрунтах ($K_f < 0,1$ м/добу) без застосування спеціальних фільтруючих засипок (процес повинен супроводжуватися достатнім розпушенням і оструктуренням підземних горизонтів до такого ступеня, щоб величина коефіцієнта фільтрації в щілині відповідала умові $K_f > 0,1...0,2$ м/добу);
- для підвищення водозахватної спроможності дренажних улаштувань ширина смуги розроблюваного ґрунту знаходиться, як і для траншейного дренажу, в межах 350...500 мм.

Водна ерозія, яка приносить непоправну шкоду ґрунтообробітку, супроводжується значними втратами родючого шару ґрунту, продуктивної вологи, добрив і пестицидів, що призводить не тільки до зниження врожайності, але й до забруднення навколишнього середовища. У країнах Східної Європи біля 55% (125 млн га) оброблюваних земель піддається ерозії.

Найбільш ефективними заходами щодо запобігання ерозії є переведення води поверхневого стоку в стан ґрунтової вологи за рахунок збільшення інфільтраційних властивостей ґрунту і покращення його аерації. Одним із способів такого переведення є вертикальне мульчування. Його розробили і запропонували вчені США для ґрунтів з водонепрохідним ілювіальним

горизонтом, щоб збільшити водопроникність талих ґрунтів й інтенсивність поглинання води з поверхні поля. Суть вертикального мульчування полягає в нарізанні на відстані 1 м між собою V-подібних щілин глибиною біля 0,5 м, шириною на денній поверхні 0,152 м, на максимальній глибині 0,076 м і подачі в підземний горизонт органічного фільтруючого матеріалу у вигляді подрібненої соломи, торфу та інших органічних речовин.

Ефективність протиерозійних заходів визначається, в першу чергу, морфологічними показниками нарізованих щілин, із яких найбільше значення має об'єм порожнин. Водоакумуюча властивість відомих протиерозійних заходів, у тому числі і вертикального мульчування, обмежена. А тому необхідно, перш за все, розробити заходи, які дадуть можливість збільшити об'єм поглинання води ґрунтом всередині щілини і підсилити його поздовжнім вологоакумуючим елементом. Ефективність протиерозійних систем також може бути збільшена за рахунок збільшення інтенсивності бокового капілярного поглинання води стінками щілини. При цьому родючий шар ґрунту над щілиною повинен зберігатися і виконувати свою функцію.

З цієї точки зору ефективнішою є протиерозійна система, в якій водоакумуючі щілини утворені за допомогою багаторусної оранки з одночасним їх оструктуренням за рахунок перемішування ярусів ґрунту між собою, з верхнього шару ґрунту утворена фільтраційна стінка, а в підземний горизонт подана кротовина, заповнена фільтруючим матеріалом. Така система (рис. 1.2) будується з метою збереження родючого шару ґрунту 1, руйнування і оструктурення важководопроникаючого шару ґрунту 2, де прокладена траншея 3 із трубчастою дренаю 4 і фільтраційною засипкою 5, до нижньої частини якої приєднана кротова дрена 6. В середній частині міждренного простору кротова дрена 6 виведена до підшви ілювіального горизонту, де розірвана оструктуреними поздовжніми щілинами 7, які розділені між собою поздовжньою стінкою із важководопроникаючого ґрунту 8. Кротова дрена 6 виконана у вигляді сітчастої оболонки, яка заповнена фільтруючим матеріалом органічного походження і вкладена в оструктурену щілину 9. Діаметр кротової дрени – 60...80 мм. Глибина і ширина оструктуреної щілини відповідно 0,4...0,6 м і 0,35...0,5 м.

Дослідженнями встановлена висока ефективність таких систем.

Достатня інфільтраційна і вологоакумуюча властивість протиерозійних гідротехнічних споруд забезпечується дотриманням **обов'язкових технічних вимог** при їх будівництві:

- якісне розпушення ґрунтооброблюваних горизонтів по глибині (до 0,6 м) і ширині захвату знаряддя (до 0,5 м).

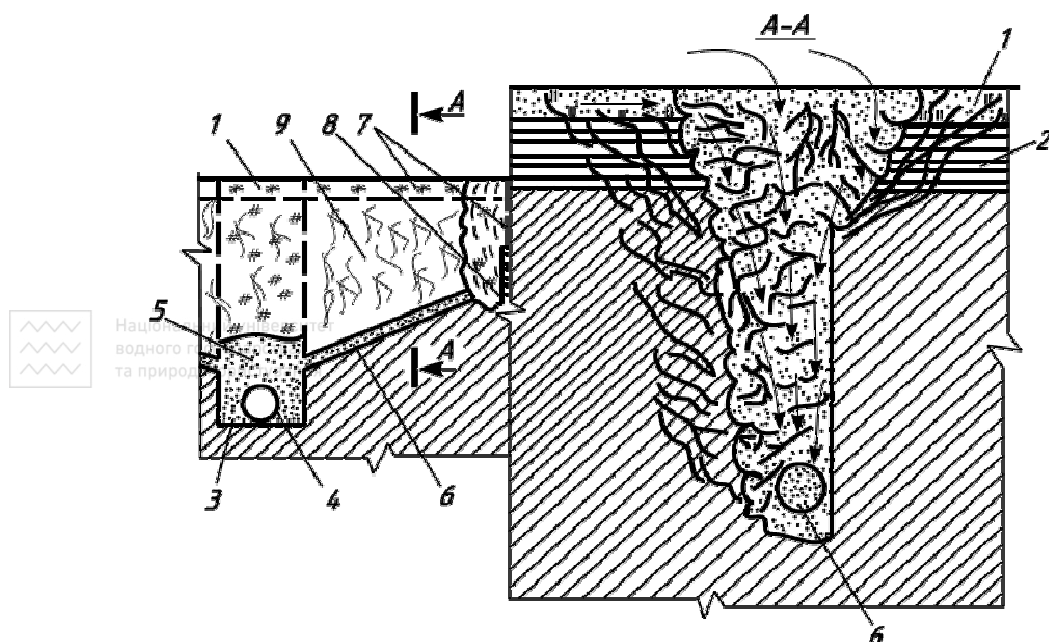


Рис. 1.2. Схема протиерозійної меліоративної системи:

- 1 – родючий шар ґрунту; 2 – важкопроникаючий шар ґрунту; 3 – траншея;
- 4 – дрена; 5 – засипка; 6 – кротова дрена з фільтруючим матеріалом;
- 7 – поздовжня водоакумулююча щілина; 8 – поздовжня розділяюча стінка;
- 9 – поперечна водоакумулююча щілина

- збереження по ширині смуги захвату стерні та інші рослинних залишків;
- утворення і збереження грудкуватого стану ґрунту (кількість грудок розміром більше 100 мм допустимо не більше 15...20%);
- для підвищення вологоакумулюючої властивості протиерозійних споруд і відведення надлишкової води процес будівництва повинен здійснюватися із одночасним закладанням вологоакумулюючого дренажного елемента діаметром 60... 80 мм на глибину до 0,6 м.

Наступною, не менш важливою проблемою, є **утилізація теплових відходів** промислових підприємств, атомних і теплових електростанцій і використання їх для потреб сільського господарства. Кількість скидного тепла, яке відводиться з циркуляційними водами охолодження технологічного обладнання, складає 300...350 млн т умовного палива щорічно.

Скидні теплі води можуть використовуватися для обігрівання ґрунту, що дозволяє підвищити температуру його родючого шару на 2...8° С і на один-два тижні раніше почати весняно-польові роботи. За цих умов урожайність зеленої маси трав на легкосуглинистих ґрунтах підвищується на 27...40% і з'являється можливість для повторного використання води у замкнутому циклі.

Для обігрівання ґрунту і охолодження води розроблена конструкція

комплексної термогідромеліоративної системи, яка включає в себе обігрівальну і осушувально-зволожувальну системи. Основними елементами системи є підземна сітка блок-модулів поліетиленових трубопроводів діаметром 50...63 мм. Вони закладені на глибині 0,6...0,7 м на відстані 1,0...1,5 м між трубопроводами. Витрати труб складають 8...10 км на 1 га. Будова комплексної термогідросистеми показана на рис. 1.3.

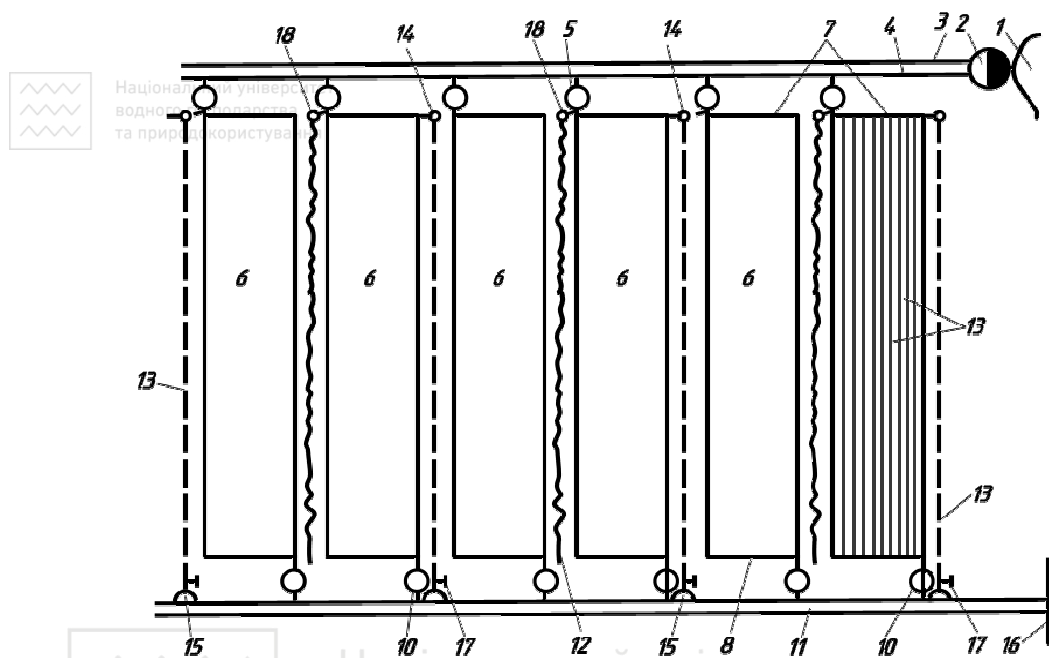


Рис. 1.3. Схема комплексної термогідромеліоративної системи:
 1 – джерело теплої води; 2 – насосна станція; 3, 4 – магістральний та розподільний трубопроводи; 5 – розподільний вузол; 6 – обігрівальні блок-модулі;
 7, 8 – роздавальний та збиральний трубопроводи; 9 – обігрівальні труби;
 10 – колодязь; 11 – відкритий канал; 12 – зрошувальні канали; 13 – дрени;
 14 – запірний пристрій; 15 – гирло дрена; 16 – джерело води;
 17 – засув; 18 – водовипуски

Термогідромеліоративні системи повинні відповідати обов'язковим технічним вимогам:

- глибина укладання і діаметр труб у системі знаходиться, відповідно, у межах 0,6...0,8 м і 50...63 мм;
- відстань між трубами в блок-модулях – 1,0... 1,5 м;
- забезпечення надійного контакту між трубами блок-модуля і ґрунтом.

У зв'язку з тим, що крок між трубами в блок-модулях малий, для підвищення продуктивності робочого процесу необхідно забезпечити укладання двох і більше ліній трубопроводів одночасно.

Зважаючи на активну газифікацію і водопостачання сіл велике значення має **прокладання підземних розподільних трубопроводів** низького тиску (до 1 МПа) діаметром до 300 мм. За кордоном розподільні мережі будують,

як правило, з пластмасових труб. Так, наприклад, у США і Канаді такі газопроводи складають 90%.

Заміна металевих труб пластмасовими дає змогу на одному кілометрі трубопроводу діаметром 160 мм заощадити 18 т металу, близько 7 т бітуму і скоротити в 3,5 рази витрати праці. Фактичні перевитрати сталюого трубного прокату на трубопроводах низького тиску через недовикористання міцнісних властивостей металу труб складає 200...240 тис. т щорічно. Пластмасові труби не піддаються корозії, а тому не потрібно проводити їх ізоляцію і електрохімічний захист. За рахунок гладкої внутрішньої поверхні втрати напору на тертя у них на 20...30% менші, ніж у сталюих і чавунних труб, а тому практично виключена можливість «заростання» прохідного перерізу. Гнучкість пластмасових труб дозволяє підвищити рівень механізації процесу їх заглиблення в підземний горизонт.

Для будівництва розподільних газових мереж з тиском до 0,6 МПа вітчизняна промисловість випускає поліетиленові труби діаметром 63, 110, 160, 225 мм. Глибина укладання розподільних газопроводів – 1,0...1,2 м, а водопроводів – 1,5... 1,6 м у ґрунтах I...III категорії.

Будівництво газо- водопроводів повинно відповідати наступним основним вимогам:

- глибина прокладання і діаметр (максимальні) трубопроводів, що укладаються – 1,5...1,0 м і 160 мм;
- трубопровід після прокладання необхідно присипати м'яким ґрунтом.

Підземні кабелі зв'язку і електросилові кабелі можуть прокладатися по одній або декілька ниток одночасно. Максимальний поперечний переріз кабельних ліній, що прокладаються, 90 мм або 2х40 мм. Глибина прокладання кабелю в ґрунтах I...III категорії складає 0,9...1,2 ± 0,1 м. Детальніше вимоги до робочих органів кабелеукладачів описані в п.1.3.

На основі сформульованих вимог до будівництва сільськогосподарських підземних комунікацій проаналізуємо сучасні технології і технічні засоби їх будівництва.

1.2. Сучасні способи і техніка для будівництва підземних комунікацій

Незалежно від типу і призначення підземних ЛПО їх заглиблення може здійснюватися траншейним і безтраншейним способами. Проведемо аналіз цих способів згідно з вимогами, які сформульовані в п. 1.1.

Траншейним називається спосіб будівництва, при якому відкриту траншею викопують, ґрунт транспортують на денну поверхню, на дно траншеї укладають ЛПО, після чого її засипають ґрунтом або іншим матеріалом. Ширина траншеї при траншейному способі складає від 200 мм до 500 мм і більше. Операції з розробки траншеї, укладання ЛПО і зворотна засипка не суміщені в часі.

Провідною машиною при траншейному способі є, як правило,

багатоківшевий або скребковий (ланцюговий чи роторний) екскаватор, обладнаний пристроями для подачі на дно траншеї ЛПО.

До переваг траншейного способу належать: укладання як гнучких, так і жорстких труб на глибину до 4,5 м; візуальний контроль якості процесу укладання труб; простота подачі об'ємного фільтра (піску, гравію, щебеню та інших) у траншею.

Незважаючи на переваги, траншейний спосіб не повною мірою відповідає агротехнічним вимогам п. 1.1, а тому йому властиві такі недоліки: великий об'єм виконання земляних робіт (у 1,5...5 разів більший необхідного тому, що діаметр об'єкта укладання – до 200 мм, а ширина траншеї від 200 мм до 500...600 мм); необхідність проведення зворотної засипки траншеї і рекультиваційних робіт з відновлення гумусного горизонту (без проведення рекультивації втрачається біля 10% гумусного шару); неможливість збереження по ширині траншеї грудкуватого стану ґрунту, стерні і таке інше; відносно мала робоча швидкість і продуктивність; складність і низька надійність робочих органів через швидке зношування шарнірних з'єднань у абразивному ґрунтовому середовищі; неможливість укладання комунікаційних об'єктів у ґрунтах з високим рівнем ґрунтових вод, у запливаючих і обвальних ґрунтах.

Безтраншейним називається спосіб будівництва, при якому ножовим робочим органом розробляють щілину шириною, як правило, не більше 200 мм без винесення основної маси ґрунту на денну поверхню, на дно якої укладають підземний об'єкт, з одночасним закриттям щілини. При цьому способі операції з нарізання щілини, укладання ЛПО і закриття щілини суміщені в одному технологічному процесі.

У світовій практиці відомо два різновиди безтраншейного способу, які ґрунтуються на принципі вертикального заглиблення ЛПО із денної поверхні (рис. 1.4) і на принципі горизонтального затягування ЛПО в кротову порожнину із приямка (рис. 1.4).

Перший принцип використовується для прокладання гнучких ЛПО, а другий – для жорстких трубопроводів.

Безтраншейний спосіб дозволяє зменшити об'єм земляних робіт до мінімуму та в 3...5 разів підвищити робочу швидкість і продуктивність робочого процесу; зберегти родючий шар ґрунту без проведення рекультиваційних робіт; укласти комунікаційні об'єкти в обвальних і спливаючих ґрунтах з твердими включеннями з розміром поперечника більше 350 мм і високим рівнем ґрунтових вод; спростити конструкцію і підвищити надійність робочого обладнання; підвищити рівень механізації праці; знизити собівартість будівництва. Безтраншейний спосіб, який ґрунтується на принципі вертикального заглиблення ЛПО з денної поверхні, найбільше відповідає вимогам будівництва підземних комунікацій у сільському господарстві.

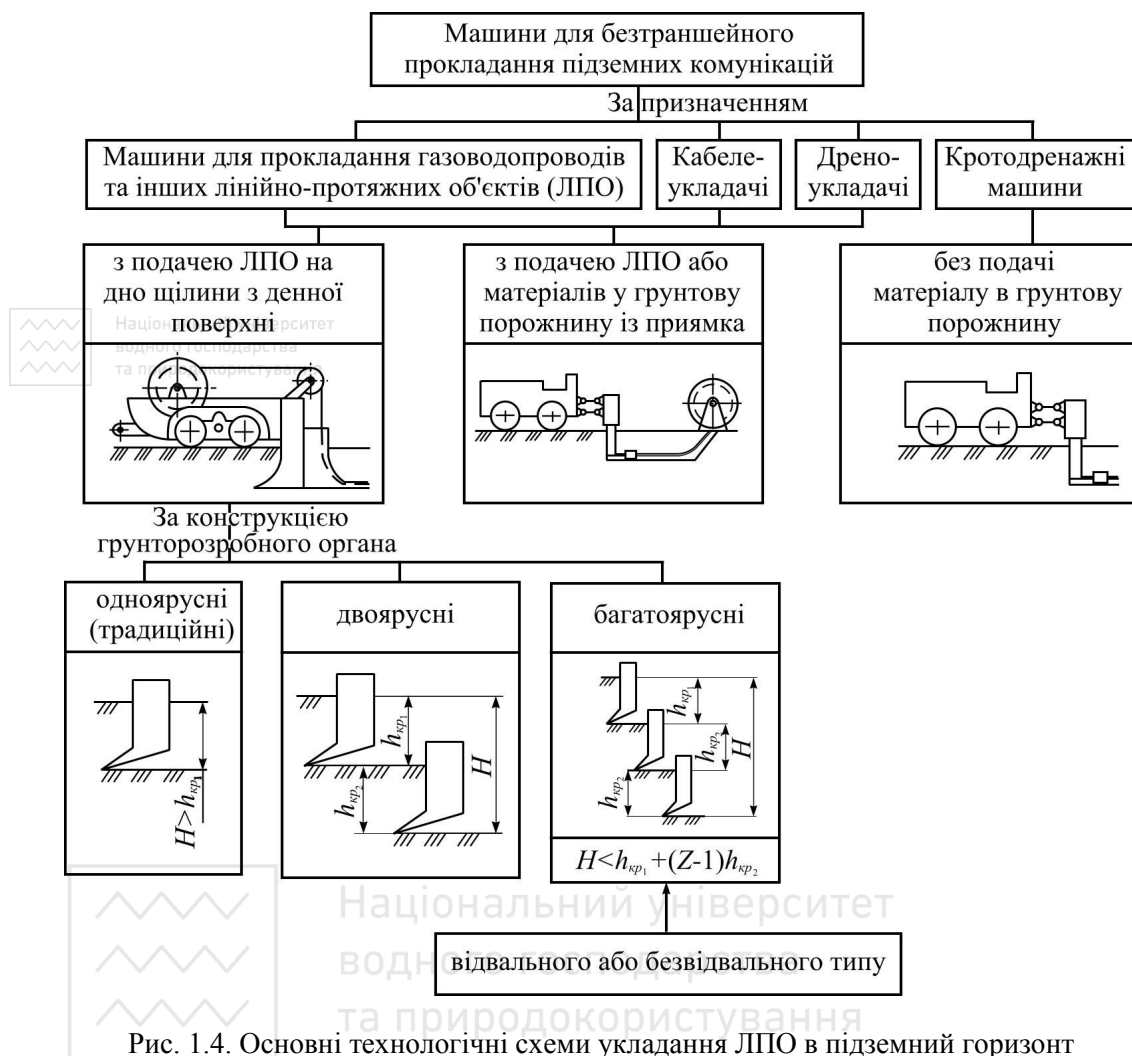


Рис. 1.4. Основні технологічні схеми укладання ЛПО в підземний горизонт безтраншейним способом

У той же час, цей спосіб не дозволяє вирішити проблему техногенного впливу робочого процесу на ґрунтове середовище. Він призводить до переущільнення і зниження водопроникної спроможності ґрунту, до порушення гідравлічного зв'язку між горизонтами і погіршення водно-повітряного режиму орного шару. Крім того, стримуючим фактором є великий опір переміщенню безтраншейних укладачів (до 400 кН при укладанні дренажу в зоні осушення на глибину до 1,8 м). Використання додаткових тягачів або збільшення їхньої маси і потужності веде до подорожчання будівництва, збільшує непродуктивні енерговитрати.

1.3. Кабелеукладачі

Конструкцію машин для безтраншейного прокладання підземних комунікацій способом заглиблення в щілину із денної поверхні розглянемо на прикладі кабелеукладачів.

Сучасні кабелеукладачі можна класифікувати за такими ознаками:

– діаметри кабелів, що прокладаються, – кабелі малого (до 15 мм), середнього (від 15 до 80 мм) і великого діаметрів (більше 80 мм);

– глибина прокладання кабелю в ґрунт – малої (від 0,2 до 0,7 м), середньої (від 0,7 до 1,2 м), великої (від 1,2 до 1,8 м) і особливо великої глибини (більше 1,8 м);

– тип робочого органа – пасивні (ножові) та активні (вібраційні, фрезерні, роторні, з ріжучими ланцюгами, гідравлічні);

– тип базового шасі – причіпні, навісні, напівнавісні (напівпричіпні);

– вид опорних елементів ходової частини – колісні (одноосьові, багатоосьові), на полозах, у вигляді човна-волокуші (з понтонами й без понтонів), у вигляді черевиків (переднього й двох задніх);

– вид тягових засобів – змонтовані на базовому тракторі, буксировані одним або декількома тракторами, буксировані тросом тягової лебідки;

– максимальне тягове зусилля.

Для надання руху кабелеукладачам причіпного типу з пасивним ножовим робочим органом при глибині його ходу в ґрунті 1,2 м необхідні тягові зусилля 150...600 кН, а при глибині ходу 2 м – близько 1000 кН.

Технічна швидкість прокладання кабелю на малу глибину (0,5 м) у сучасних кабелеукладачів становить близько 11 км/год, а на середню й більшу глибини – 1,0...3,7 км/год і залежить від типу робочого органа кабелеукладача й потужності тягових засобів.

До кабелеукладачів пред'являють ряд технічних і експлуатаційних вимог. Їхня конструкція повинна забезпечувати:

- неушкодженість кабелю, що прокладається і недопущення погіршення технічних характеристик у процесі прокладання;
- стабільність заданої глибини прокладання на всіх ділянках траси незалежно від зміни робочих умов (наявності включень щільного ґрунту, коріння дерев, густої трав'янистої рослинності, чагарників, підйомів, спусків, каналів, купин і ін.);
- мінімальний тяговий опір при різних швидкостях руху під час роботи в ґрунтах різної щільності;
- високу прохідність на різних ділянках місцевості (заболочених, лісистих, пересічених, гірських і ін.);
- високу маневреність, необхідну для руху в стиснутих місцях траси, з малою шириною проходу й малими радіусами повороту;
- мінімальне руйнування поверхні ґрунту на трасі й збереження гумусного шару на польовій трасі;
- високу експлуатаційну надійність;

- механізацію важких і трудомістких допоміжних операцій, пов'язаних із прокладанням кабелю;
- високу продуктивність при мінімальній кількості обслуговуючого персоналу.

Одноосьові причіпні кабелеукладачі (рис. 1.5), виконані у вигляді причепа із двома опорними колесами, прості за конструкцією, їх можна буксирувати тракторами різних марок.

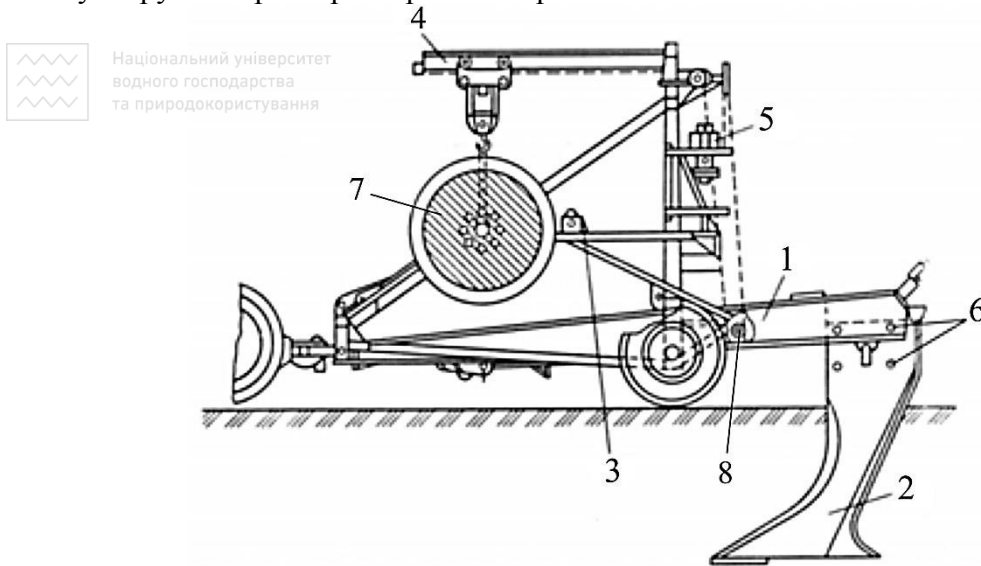


Рис. 1.5. Причіпний одноосьовий кабелеукладач:

- 1 – ножова балка; 2 – ніж; 3 – кронштейн опор барабанів; 4 – кран-балка;
5 – лебідка; 6 – отвори для зміни глибини прокладання;
7 – барабан; 8 – горизонтальний шарнір

Одноосьова ходова частина, що має раму, кронштейн 3 і несучі кабельні барабани 7, з'єднана горизонтальним шарніром 8 з переднім кінцем ножової балки 1, на якій жорстко укріплений причіпний пристрій – ніж. Ножова балка 1 – звареної конструкції з листового прокату, коробчастого профілю змінного перетину. Кабелеукладач може бути оснащений ножовим робочим органом – основним 2 і додатковим товщиною відповідно 50 і 70 мм. Обидва ножі виконані з листового матеріалу й мають два ряди отворів 6 діаметром 90 мм для установки на глибину прокладання 0,9 або 1,2 м.

Основний ніж 2 обладнаний касетою трубчастого профілю, що складається із двох труб діаметром 34 мм, одна з яких розташована поперед іншої. Додатковий ніж має касету лоткового типу, обладнану кришкою, що знімається й напрямними роликами. Кришка своєю перегородкою розділяє канал касети на дві частини із внутрішнім проходом розміром 29,5x70 мм, через який направляється кабель, що прокладається. Кабелеукладач може одночасно прокладати два кабелі діаметром до 28 мм.

У транспортне положення ножову балку 1 переводять шляхом повороту навколо переднього горизонтального шарніра 8 за допомогою канатної лебідки 5 з ручним приводом, що використовується також і для навантаження (розвантаження) кабельних барабанів кран-балкою 4. Остання виконана поворотною на 360° навколо вертикального шарніра. Вантажопідйомність кран-балки 500 кг, висота 2,3 м.

При підйомі ножової балки 1 для виглиблення робочого органа 2 із ґрунту гакова обойма піднімається до каретки кран-балки 4 у результаті натягу канату. Під час навантаження (розвантаження) кабельних барабанів ножову балку фіксують у робочому (нижньому) положенні стопорним пальцем. По обидві сторони рами кабелеукладача на кронштейнах розташовані роликові опори 3 осі барабана.

Центр мас кабелеукладача перебуває поблизу осі опорних коліс, завдяки чому полегшена його зчіпка із трактором, що буксирує. Найбільше тягове зусилля, що необхідне для буксирування кабелеукладача – 250 кН обслуговуючий персонал – дві особи. Розміри кабелеукладача в робочому (транспортному) положенні – 5390x2720x3240 мм (5530x2720x3500); маса 3500 кг.

Компонування закордонних причіпних ножових кабелеукладачів із двома опорними колесами подібне компонуванню вітчизняних машин.

Особливістю причіпного кабелеукладача фірми Граундхог (США) (рис. 1.6, а) є застосування вертикальних напрямних 6 ножа 5, що жорстко закріплені на рамі 1 кабелеукладача. Ніж 5 двома гідроциліндрами 4 переміщається по напрямним 6 при його заглибленні в ґрунт і виглибленні із ґрунту. У гідроциліндри 4 підйому ножа, тримача барабана 7 й повороту важелів коліс 11 робоча рідина надходить від насосної станції із двигуном внутрішнього згоряння. Двигун 2 установлений над рамою, щоб запобігти його зануренню у воду при буксируванні кабелеукладача через неглибокі водні перешкоди.

Кабелеукладач фірми Мідвест Лон-Сейвер (США) (рис. 1.6, б) на відміну від кабелеукладача розглянутої моделі має ножову хребтову балку 12, яку підіймає гідроциліндр 13, що закріплений на стійці рами 1.

Для запобігання поломок при зустрічі ножа з перешкодою в ґрунті причіпний пристрій деяких кабелеукладачів оснащений запобіжником з розривним стрижнем.

Одноосьові кабелеукладачі, поряд з відзначеними перевагами, мають деякі недоліки: низька прохідність заболоченими ділянками внаслідок осідання рами на поверхню ґрунту й утворення ґрунтової призми в підрамному просторі; часте засмічення (забивання) підрамного простору рослинними залишками (коріннями, стернею, травою й ін.), що вимагає зупинок для очищення вручну; низька маневреність у стиснутих місцях траси з малою шириною проїзду; неможливість розміщення великих барабанів з кабелем через обмежене навантаження на опорні колеса й малого вільного простору над рамою; складність забезпечення надійного заглиблення ножа в

щільний ґрунт внаслідок малої ваги кабелеукладача; велика чисельність обслуговуючого персоналу.

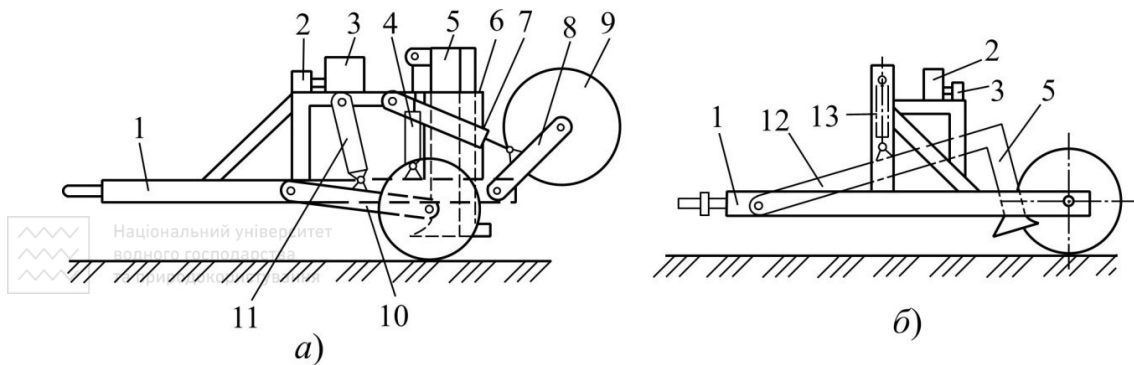


Рис. 1.6. Причіпні кабелеукладачі фірм США:

а – фірми Граундхог; б – фірми Мідвест Лон-Сейвер; 1 – рама; 2 – двигун;
3 – насос; 4 – гідроциліндр ножа; 5 – ніж; 6 – напрямна; 7 – гідроциліндр
тримача; 8 – тримач барабана; 9 – барабан; 10 – важіль колеса; 11 – гідроциліндр
колеса; 12 – хребтова (ножова) балка; 13 – гідроциліндр хребтової балки

Необхідність прокладання магістральних кабелів з більших і важчих барабанів призвела до створення багатоколісних і гусеничних кабелеукладачів.

Кабелеукладачі з гусеничною ходовою частиною мають малий тиск на ґрунт, що забезпечує їм прохідність заболоченими ділянками, а також у лісі. Однак їм властивий ряд недоліків: неможливість транспортування дорогами із твердим покриттям без застосування великовантажних причепів (трейлерів); підвищений опір повороту через нагрівання ґрунту на бігові доріжки гусениць; скидання гусениць із напрямних коліс при поворотах. Тому розвиток причіпних кабелеукладачів пішов шляхом створення машин з балансною й індивідуальною підвіскою коліс із пневмошинами.

Особливістю конструкції таких кабелеукладачів (рис. 1.7) є застосування в ньому трьох пар здвоєних коліс, передні дві пари яких укріплено на балансирах 3, а задня пара – на осі, що жорстко з'єднана з корпусом кабелеукладача. Усі колеса розташовані в бортових нішах корпусу й мають однакову ширину колії, що сприяє зменшенню втрат на їхнє кочення. Хребтова балка, на якій закріплений кабелепрокладальний ніж 1, проходить по центру корпусу. Попереду на ньому розміщений пропорочний ніж 4. Кабелепрокладальний ніж має шарнірно закріплену касету й оснащений корнерізним ножом 2. На корпусі передбачені майданчики 6 для розміщення робітників і стійки з опорами 5 та осями для кабельних барабанів.

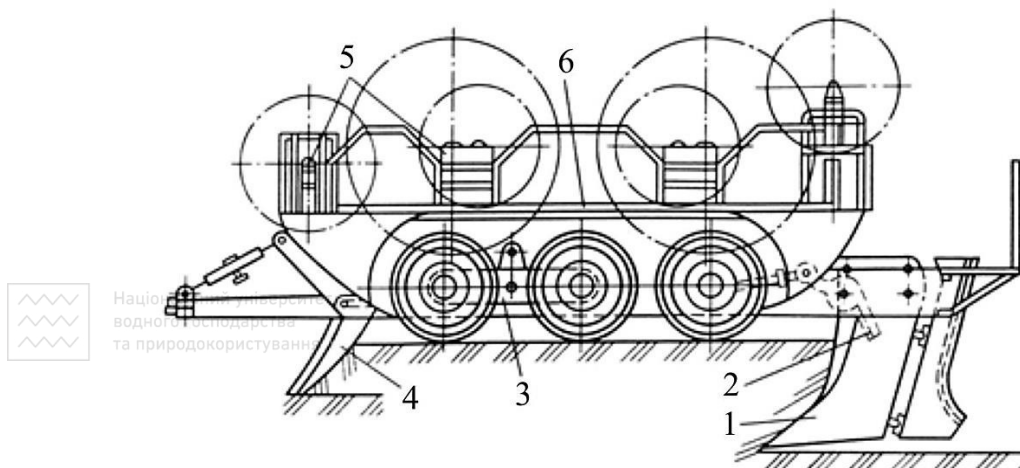


Рис. 1.7. Трьохосьовий кабелеукладач:

- 1 – основний ніж; 2 – корнерізний ніж; 3 – балансири; 4 – пропорочний ніж;
5 – опори для барабанів; 6 – вантажні площадки

Кабелеукладачі використовують для прокладання кабелю в різних умовах: у заболочених місцях, дном річок, лісовими просіками.

Для зменшення необхідного тягового зусилля кабелеукладача науковці НУВГП (м. Рівне) разом з фахівцями АТ «Свемон» (Рівненська філія) розробили двоярусний кабелепрокладальний ніж (рис. 1.8), призначений для прокладання міжміських магістральних кабельних ліній зв'язку на глибину від 0,9 до 1,2 м із прохідним поперечним перерізом для кабелю діаметром до 90 мм.

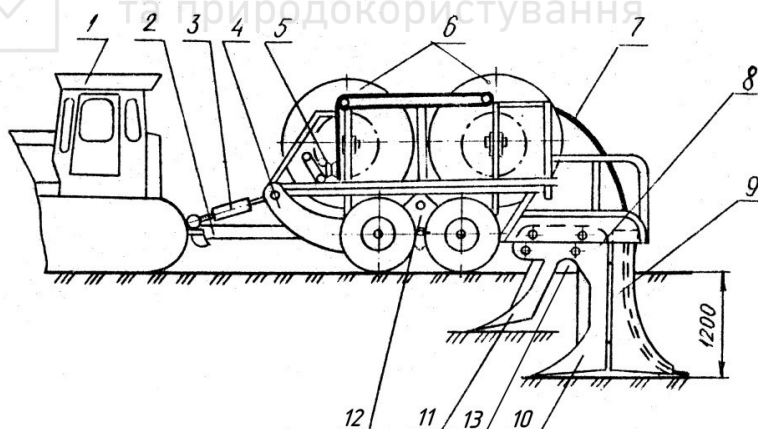


Рис. 1.8. Причіпний двоярусний кабелеукладач:

- 1 – тягач; 2 – дишель; 3 – гвинтова стяжка; 4 – корпус понтонного типу;
5 – лебідка; 6 – кабельні барабани; 7 – кабель; 8 – двоярусний ніж; 9 – касета;
10, 11 – відповідно задня й передня різальні частини;
12 – балансири візки; 13 – прохідне вікно

В основі кабелеукладача – оригінальної конструкції ніж, який навішується на двохосовий колісний причіп.

Ніж 8 складається з передньої 11, задньої 10 різальних частин і шарнірно встановленої касети 9. Остання дозволяє здійснювати поворот кабелеукладача, що зменшує навантаження на ніж. У верхній частині ножа 8 розташовано два ряди отворів кріплення до ножової балки, які дозволяють регулювати глибину прокладання кабелю. Різальні частини 10, 11 мають криволінійні поздовжні профілі, що установлені з певним співвідношенням їх висоти й ширини і забезпечують мінімальний тяговий опір при двоярусній розробці ґрунту. Інші елементи конструкції: тягач 1, дишель 2, гвинтова стяжка 3, корпус понтонного типу 4, лебідка 5, кабельні барабани 6, пневмоколісні візки 12.

Під час руху механізованої колони спочатку із ґрунтом взаємодіє передня різальна частина 11 ножа 9, розробляючи його у верхньому ярусі, потім – задня 10, розробляючи ґрунт в нижньому ярусі. Передня різальна частина 11 сколює ґрунт, утворюючи бічні розвали, задня 10 – розробляє ґрунт без таких розвалів, виносячи його по криволінійній напрямній на розсікач у розпушену зону верхнього ярусу. Тверді включення, що зустрічаються по трасі в нижньому ярусі, вільно виходять на денну поверхню через прохідне вікно 13 між різальними частинами 10, 11. На дно прорізаної щілини через шарнірно встановлену касету 9 подається кабель 7, світловод або інші гнучкі лінійно протяжні елементи.

Конструкція двоярусного кабелеукладача дозволяє в 1,8...1,9 рази знизити необхідне тягове зусилля, що рівнозначно зменшенню кількості тягових засобів, витрат паливно-мастильних матеріалів і кількості обслуговуючого персоналу. Без проведення рекультиваційних робіт зберігається родючий шар ґрунту, поліпшується його структура й водно-повітряний режим у зоні дії робочого органа, зменшується техногенний вплив на ґрунтове середовище.

Експлуатація кабелеукладача показала, що кабель, прокладений традиційним одноярусним робочим органом, піддається витягуванню із щілини після укладання, а при укладанні двоярусним ножом такої можливості немає. У процесі прокладання кабелю двоярусним ножом він відразу присипається розпушеним ґрунтом, тоді як традиційний ніж утворює кротову порожнину, яка замикається через деякий час. А тому можлива ерозія ґрунту навколо кабелю після попадання води в цю порожнину.

Перевагами конструкцій кабелеукладачів з багатоколісною ходовою частиною є можливість роботи на заболочених ділянках траси; зручність транспортування дорогами; можливість розміщення великих барабанів з кабелем; низьке розташування центру мас у завантаженому стані, що сприяє підвищенню поперечної й поздовжньої стійкості кабелеукладача. Однак кабелеукладачі цього типу мають і недоліки: не зберігається стабільність глибини прокладання кабелю на пересіченій місцевості через віддаленість кабелепрокладального ножа від задніх опорних коліс і від осі повороту задніх

балансирів; необхідне очищення пропорочного й основного кабелепрокладального ножів; при наявності на трасі перешкод (пеньків, валунів і ін.) не виключаються випадки ушкодження коліс.

Потреба в прокладанні кабелів на болотах, де неможливий рух колісних або гусеничних кабелеукладачів, призвела до створення спеціальних болотних кабелеукладачів на понтонах з дуже малим тиском на ґрунт.

Необхідність механізованого прокладання кабелю в ґрунт у стиснутих умовах траси, наприклад у селищах, поблизу доріг, обробленими полями, стало причиною створення малогабаритних ножових кабелеукладачів (мікрокабелеукладачів), що мають малу ширину й не зумовлюють великих руйнувань у поверхневому шарі ґрунту. Такі кабелеукладачі під час прокладання буксирують трасою за допомогою троса лебідкою, що установлена на вантажному автомобілі або тракторі. Лебідку для безпеки оснащують обмежником натягу троса, щоб запобігти його обриву (при зустрічі ножа кабелеукладача з перешкодою в ґрунті).

Ширина кабелеукладачів – 0,3...0,7 м, глибина прокладання кабелю – 0,3...1,0 м, тяговий опір залежно від глибини прокладання кабелю – 40...140 кН, маса мікрокабелеукладачів – 37...165 кг.

Навісні ножові кабелеукладачі, на відміну від причіпних, дозволяють прокладати магістральні кабелі на тих ділянках траси, де можливий одночасний рух лише одного трактора. Перевагами навісних кабелеукладачів є висока маневреність; мала металоємність конструкції; менша кількість обслуговуючого персоналу; високий рівень механізації трудомістких допоміжних операцій з заглиблення (виглиблення) ножа, завантаження барабанів з кабелем; висока продуктивність; можливість прокладання кабелю не по центру колії трактора, а збоку (офсетне прокладання кабелю).

Продуктивність праці при прокладанні кабелів навісними кабелеукладачами підвищується на 25...30%, а витрати праці скорочуються в 1,8 рази; суттєво зменшуються транспортні витрати.

Робочі органи різними способами навішують на кабелеукладачі (рис. 1.9). Найбільше поширення одержала трьохточкова навіска із кріпленням приєднувальної рами 2 до задньої частини корпусу базового трактора (рис. 1.9, а). У кабелеукладачах фірми АТЕСО (США) застосували навіску із проміжною рамою 1, що повертається навколо горизонтальної осі шарнірів. Хвостовик 6 навіски, що несе кабелепрокладальний ніж 4, з'єднаний із проміжною рамою вертикальним шарніром. Гідроциліндр 5, що установлений на хвостовику 6, служить для зміни кута різання кабелепрокладального ножа. Виглиблення і заглиблення ножа забезпечується двома гідроциліндрами 3, що повертають проміжну раму навколо горизонтальної осі.

Розвитком цієї навіски є варіант, у якому поворот проміжної балки 7 (рис. 1.9, б) здійснюється в горизонтальній площині двома гідроциліндрами 8. Хвостовик, на якому закріплений ніж 9, з'єднаний з балкою 7 вертикальним

шарніром. Така навіска дозволяє зміщати кабелепрокладальний ніж у сторони від осі колії.

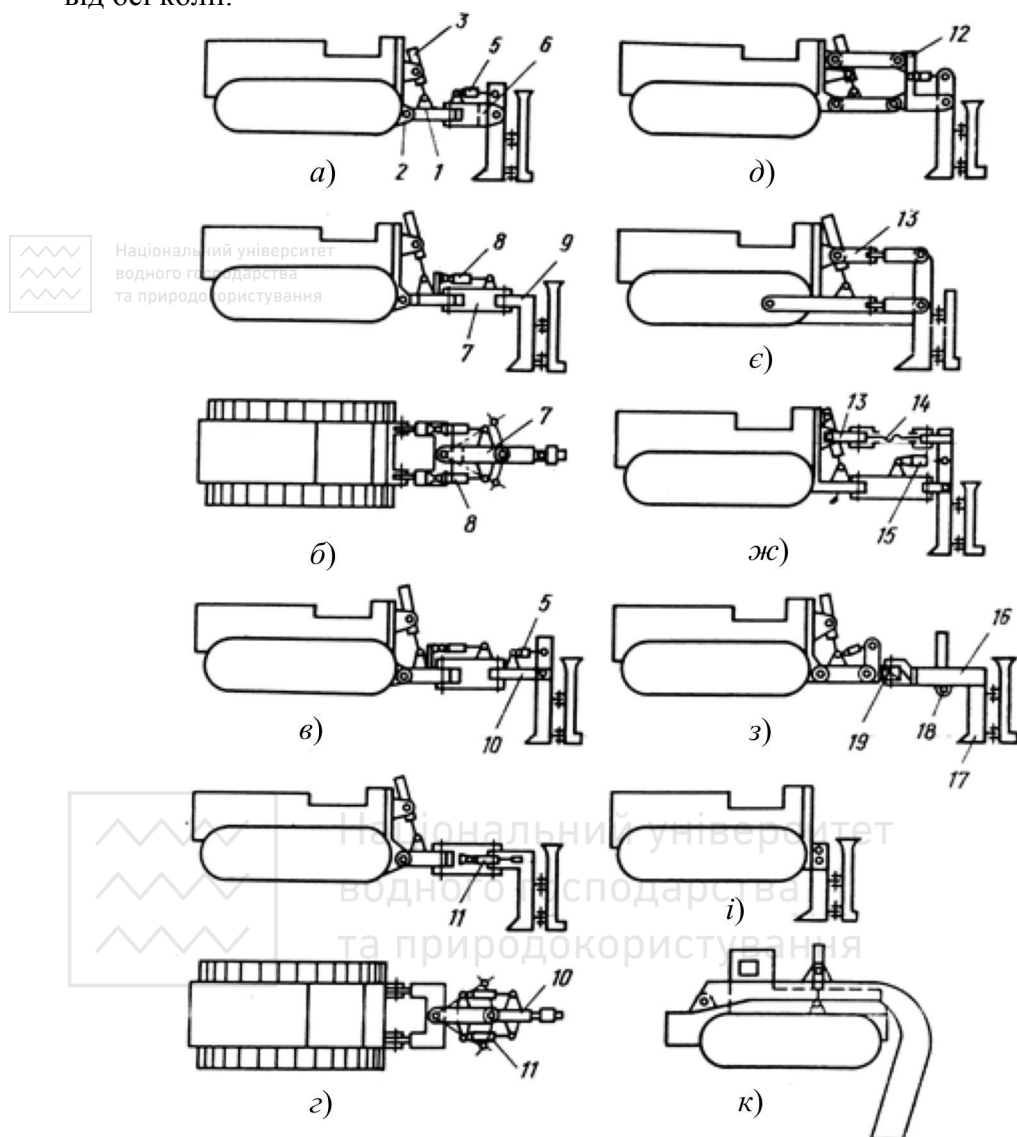


Рис. 1.9. Види навісок кабелеукладачів з пасивним ножовим робочим органом:

- 1 – проміжна рама; 2 – приєднувальна рама; 3, 5, 8, 11, 15 – гідроциліндри керування; 4, 9, 17 – кабелепрокладальні ножі; 6, 10, 16 – хвостовики; 7 – проміжна балка; 12, 13 – ланки навіски; 14 – гвинтова ланка; 18 – дисковий ніж; 19 – вертикальна вісь

У навісці, показаній на рис. 1.9, в, на хвостовику 10 установлений гідроциліндр 5, що змінює кут нахилу ножа.

У кабелеукладачі (рис. 1.9, з) фірми Келлі (США) поворот хвостовика навколо вертикальної осі відбувається під дією бічної реакції ґрунту на

кабелепрокладальний ніж. Для бічного зміщення ножа його хвостовик розвертається навколо осі гідроциліндрами 11, що з'єднують проміжну балку із хвостовиком 10.

Фірма АТЕСО випустила кабелеукладач із паралелограмною навіскою (рис. 1.9, д). На задній ланці 12 навіски на горизонтальному пальці закріплений кабелепрокладальний ніж. Верхній кінець ножа зв'язаний зі штоком гідроциліндра, що призначений для зміни кута його нахилу. Така навіска зберігає постійний кут різання ножа при різній глибині його ходу.

Для бічного зміщення кабелепрокладального ножа в кабелеукладачі фірми Келлі з паралелограмною навіскою (рис. 1.9, є, ж) застосований гідроциліндр 15, що повертає навколо вертикальної осі хвостовик з ножем під кутом до проміжної балки. Кут нахилу ножа змінюється гвинтовим механізмом 14, що зменшує або збільшує довжину верхньої горизонтальної ланки 13 шарнірного паралелограма.

Навіска кабелеукладача, показана на рис. 1.9, з, має хвостовик 16, що повертається навколо вертикальної осі 19. Хвостовик з основним кабелепрокладальним ножем 17 і дисковим ножем 18 з'єднаний із проміжною рамою вертикальним пальцем, навколо якого хвостовик може повертатися. Його установка відносно осі колії забезпечується двома бічними пружинами. У ряді кабелеукладачів кріплення кабелепрокладального ножа до корпусу базового трактора жорстке (рис. 1.9, і).

Навіска ножа, що використовується для прокладання гнучких труб і кабелю в дренажній машині фірми Беджір Мейер (США), має охоплюючу П – подібну раму, яка шарнірно з'єднана з передньою частиною корпусу базового трактора (рис. 1.9, к). На заболочених ділянках машина може працювати із самобуксируванням за допомогою власної двобарабанної лебідки.

Слід зазначити, що розташування кабелепрокладального ножа зі зміщенням від центру колії базового трактора викликає відведення останнього в сторону зміщення ножа. Для компенсації поворотного крутного моменту запропоновано встановлювати бічну площину ножа під кутом до напрямку його руху, щоб реакція ґрунту на цю площину зрівноважувала крутний момент, що повертає кабелеукладач від зусилля різання на лобовій поверхні ножа.

Навісні кабелеукладачі мають устаткування для кріплення одного або декількох барабанів з кабелем. Устаткування складається з П-подібної рами, що охоплює тримача барабанів, який монтується попереду або позаду на тракторі, й гідроциліндрів для підйому цієї рами в робоче положення після установки в опори барабанів, що заковчуються із землі. Застосовують також навіски кабельних барабанів збоку ножа. Вага устаткування для кріплення барабанів частково або повністю зрівноважує вагу навішеного кабелепрокладального ножа, що поліпшує форму епюри тиску гусениці на опорну поверхню ґрунту й сприяє підвищенню стійкості та прохідності базового трактора.

Різноманітність конструктивних форм виконання навісок устаткування кабелеукладачів свідчить про прагнення конструкторів створити кабелеукладач, який найповніше задовольняє різні умови роботи на кабельній трасі. Незважаючи на це, ножові кабелеукладачі навісного типу, поряд з відзначеними перевагами, мають наступні недоліки: складність подолання заболочених ділянок і неможливість прокладання кабелю на дні водойм; необхідність коректування положення навіски на трасі для підтримки постійної глибини прокладання при русі нерівностями мікрорельєфу.

На Великий тяговий опір просуванню пасивних кабелепрокладальних ножів при різанні ґрунту не дозволяє ефективно використовувати кабелеукладачі з такими ножами в умовах стиснутої траси. Надання механічних коливань кабелепрокладальному ножу дозволяє знизити опір різанню. Це дозволило створити вібраційні кабелеукладачі, що монтуються на тракторах малої потужності з невеликими габаритами. Перевагами вібраційних кабелеукладачів є їхня висока маневреність і дуже малі руйнування поверхневого шару ґрунту при прокладанні кабелю. Обслуговують такі машини один або два оператори.

Ніж вібраційних кабелеукладачів приводиться в коливальний рух у вертикальній і горизонтальній площинах або в циркуляційний рух складною траєкторією. Найбільший віброефект (зниження тягового опору на 70...90%) має місце при плоскопаралельному циркуляційному (орбітальному) русі ножа по еліптичній, круговій або овальній траєкторіях, коли швидкість робочого ходу менша амплітудного значення швидкості коливань.

Кабелеукладачі з коливальним рухом ножа у вертикальній площині найбільш поширені внаслідок простоти конструкції та надійності в роботі.

Найбільш ефективне використання вібраційних кабелеукладачів на незв'язних ґрунтах (засмічених камінням, будівельним сміттям, на галечниках). Вібруючий ніж добре очищається від рослинних залишків.

Як приводні механізми ножа застосовують вібратори неспрямованої та спрямованої дії, кулачкові й кривошипно-шатунні механізми. Частота коливань у таких конструкціях становить 15...46 Гц; амплітуда коливань змінюється від 15 до 93 мм.

Розглянемо конструкцію вібраційних кабелеукладачів на прикладі моделей фірми Ланс'є (Німеччина) (рис. 1.10). Відмінна ознака навіски кабелеукладача полягає в тому, що в ній застосовано два послідовно встановлені шарнірні паралелограми, передній 2 зв'язаний з вертикальною поворотною колоною, яка розташована в опорах базового трактора, а задній 3 – з вертикальною ланкою переднього паралелограма 2 і несе вібратор 4 і ніж 8 з касетою 7. Така конструкція навіски зменшує передачу вібрацій на базовий трактор.

Як базові трактори для вібраційних кабелеукладачів використовують здебільшого колісні трактори, щоб забезпечити рух кабелеукладачів до місця робіт своїм ходом без застосування трейлерів.

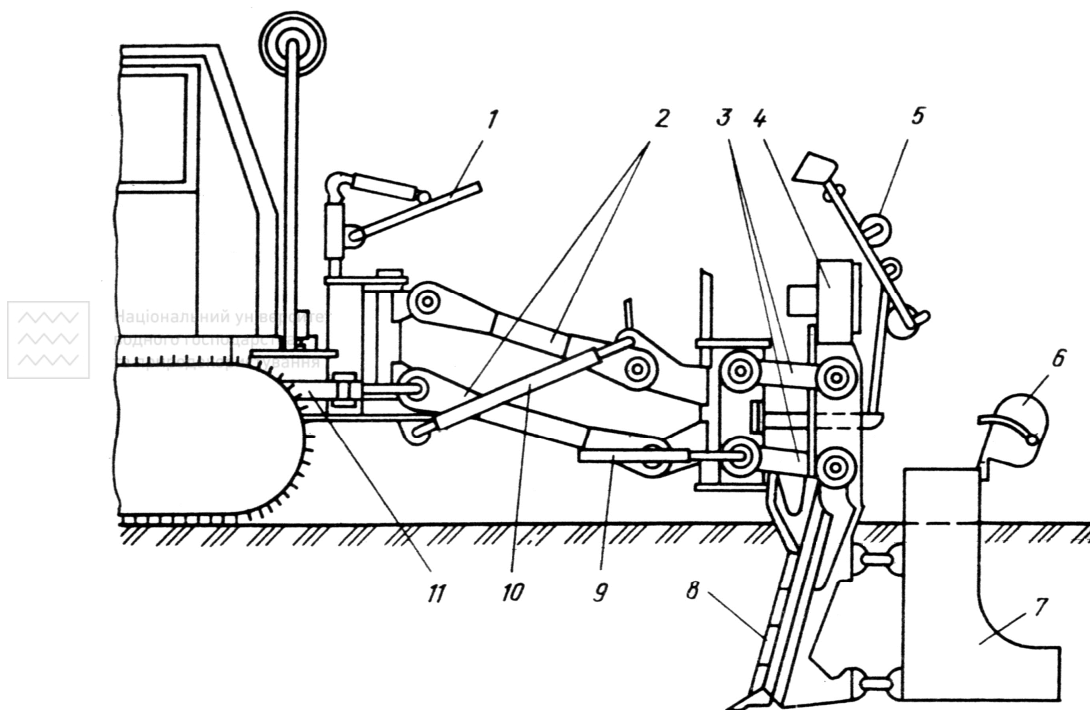


Рис.1.10. Вібраційний кабелеукладач:

1 – кронштейн для барабана із грозозахисним дротом; 2 і 3 – ланки переднього й заднього паралелограмів; 4 – вібратор; 5 – роликівна обойма; 6 – корпус котушки сигнальної стрічки; 7 – касета для кабелю; 8 – ніж; 9, 10, 11 – гідроциліндри

Робочий рух трактора з устаткуванням вібраційного кабелеукладача повинен відбуватися з малою швидкістю, тому базові трактори оснащуються ходозменшувачами або гідравлічними трансмісіями гідрооб'ємного типу з безступінчастим регулюванням швидкості руху. Найбільш прогресивна гідравлічна трансмісія, відрегульована на певну дотичну силу тяги.

Причіпні вібраційні кабелеукладачі менш поширені за навісні, оскільки, кабелеукладальний агрегат, що складається із причіпного кабелеукладача та трактора, втрачає одну з головних переваг навісного вібраційного кабелеукладача – маневреність. Крім того, для обслуговування такого агрегату потрібно більше персоналу.

Причіпні вібраційні кабелеукладачі мають два опорні колеса. Привод вібратора здійснюється від валу відбору потужності трактора або від гідромотора. Застосовують також автономний двигун внутрішнього згоряння, що установлений на рамі кабелеукладача.

Вібраційні кабелеукладачі прокладають кабель у різних ґрунтах (крім мерзлих і скельних) з робочою швидкістю до 1000 м/год. Більшість вібраційних кабелеукладачів прокладають кабель зі швидкістю 180...360 м/год, а це в 5...10 раз менше, ніж швидкість прокладання кабелеукладачами з пасивними робочими органами.

1.4. Аналіз конструкцій землерийних робочих органів безтраншейних укладачів

Для будівництва підземних комунікацій безтраншейним способом застосовують машини з активними, пасивно-активними і пасивними землерийними робочими органами (ЗРО).

Активні ЗРО сприймають енергію від одного або декількох джерел енергії, які встановлені безпосередньо на робочому органі і розробляють ґрунтове середовище за рахунок цієї енергії. Наприклад, вібраційні, віброударні, імпульсні та інші. Метою активізації є зниження опору переміщенню ЗРО або збільшення зусилля їхньої дії на середовище, порівняно з номінальним зусиллям базового тягача, що має місце в імпульсних машинах.

Машини з вібраційними і віброударними робочими інструментами отримали найбільше поширення для прокладання комунікаційних об'єктів. Активізація ЗРО за рахунок накладання на них різних видів коливань знижує опір різанню талих ґрунтів на 20...90%. Найбільший ефект від вібрації виникає у випадку, коли швидкості поступального руху \dot{y} і розповсюдження хвильових процесів у ґрунті $\dot{y}_{xв}$ збігаються за напрямком і $\dot{y}_{xв} \geq \dot{y}$. Із збільшенням швидкості поступального руху машини і глибини різання ґрунту ефективність від вібрації при незмінних параметрах активізації знижується. Крім того, відомо, що вібраційні ножі працюють за традиційним принципом ущільнення ґрунту в бокові стінки і дно щілини, що призводить до зниження природної пористості ґрунту по довжині траси. Внаслідок цього знижується водопроникаюча спроможність щілини, погіршується структура ґрунту в підземних горизонтах і водно-повітряний режим родючого шару, що суперечить агротехнічним вимогам. До того ж, внаслідок низького ККД вібраційних механізмів загальні витрати енергії для вібраційного руйнування середовища можуть перевищувати енерговитрати для статичного робочого процесу.

Таким чином, застосування вібраційних машин для прокладання підземних комунікацій у талих ґрунтах призводить або до обмеження робочої швидкості руху при незмінних параметрах активізації, або ж до збільшення енергоємності робочого процесу, а також до погіршення структури і водно-повітряного режиму підземних горизонтів, до ускладнення конструкції робочих органів. Тому їх не застосовують при укладанні підземних комунікацій у сільському господарстві.

Усі інші відомі конструкції машин з активними ЗРО, принцип дії яких заснований на безтраншейному способі, також мають обмежену швидкість робочого руху (відносна швидкість робочого органа), складність конструкції та низьку експлуатаційну надійність.

Пасивно-активні ЗРО розробляють щілину як за рахунок тягового зусилля тягача, так і за рахунок енергії автономного джерела

інтенсифікатора. Як інтенсифікатори використовують такі середовища як рідина, газ, повітря і таке інше, а також механічні пристрої, наприклад, підземні фрези. Інтенсифікація пасивно-ножових робочих органів дозволяє знизити опір переміщенню безтраншейних укладачів на 20...50%. Але в зв'язку з тим, що пасивно-активні робочі органи мають активну частину, їм властиві недоліки активних ЗРО.

Пасивні ножі традиційної конструкції, виконані у вигляді несучого стояка з суцільною різальною частиною по глибині і ширині захвату, отримали найбільше застосування на безтраншейних укладачах через простоту їх конструкцій, відсутність забивання твердими включеннями, високу продуктивність і надійність в роботі. Проте для їх переміщення потрібно велике тягове зусилля, а робочий процес не задовольняє обов'язкових агротехнічних вимог.

Техногенна безпека робочих процесів безтраншейних укладачів має важливе значення для підвищення врожайності сільськогосподарських культур. **Робочий процес укладання ЛПО повинен супроводжуватись захистом ґрунту від переуцільнення, збереженням родючого шару, покращенням структури і водно-повітряного режиму підземних горизонтів при мінімальній енергоємності процесу.** Розглянемо з цих позицій взаємодію традиційних ЗРО з ґрунтовим середовищем.

Аналіз проводитимемо залежно від вимог цільового призначення укладача, що сформульовані в п. 1.1, та на основі наступних **вимог, які впливають із фізичної суті процесу глибокого різання ґрунтів:**

- при заданих розмірах щілини, що нарізується, поздовжній і поперечний профілі ґрунторозробного інструмента забезпечують максимально можливу критичну глибину різання;
- контакт ножа з ґрунтом у закритичній зоні виключений або зведений до мінімуму;
- поздовжній і поперечний профілі ЗРО виключають можливість утворення постійних ядер ущільнення.

Аналіз вітчизняних і закордонних конструкцій безтраншейних укладачів показав, що в практиці будівництва підземних комунікацій застосовують більше 60 моделей машин з різноманітними ЗРО за формою робочої поверхні, які по різному впливають на ґрунтове середовище. Форма традиційних ЗРО безтраншейних укладачів показана на класифікаційній блок-схемі (рис. 1.11).

Попередній аналіз даних свідчить, що найбільшого поширення в світовій практиці отримали безтраншейні укладачі із ЗРО шириною 100...120 мм для укладання лінії зв'язку і 150...200 мм для укладання інших ЛПО. Найбільш ймовірна критична глибина розробки ґрунту для заданої ширини захвату знаходиться в межах $h_{кр} = 0,3...0,5$ м для кабелеукладачів і $h_{кр} = 0,4...0,8$ м для інших укладачів ЛПО. Найбільш ймовірна максимальна глибина розробки ґрунту кабелеукладачами і найпоширенішими

безтраншейними укладачами іншого призначення складає відповідно 0,9...1,2 м і 1,8...1,9 м, а номінальна глибина на 0,2 м менша. На основі порівняння критичної і номінальної глибин можна стверджувати, що всі традиційні ЗРО безтраншейних укладачів працюють, як правило, з утворенням закритичної зони, в якій ґрунт піддається техногенному впливу. Тому такі робочі органи не можуть захистити навколишнє середовище від переущільнення і бути енергозберігаючими.

Детальніший аналіз показав, що повністю всім вимогам не відповідає жоден із традиційних ЗРО – у вигляді несучого стояка з суцільною різальною частиною, які застосовуються як робочі органи безтраншейних укладачів ЛПО. Найбільш адаптованими до процесу розробки ґрунту в зоні його сколювання на денну поверхню є ножі типу «а» і «є», а в закритичній зоні – ніж типу «в». Синтез їх дозволяє отримати найбільш адаптований і енергозберігаючий ЗРО до умов глибокої розробки середовища. Але такий робочий орган, як і всі традиційні конструкції, здійснюють техногенний вплив на навколишнє ґрунтове середовище, що призводить до негативних наслідків. Визначальна причина техногенної небезпеки робочих процесів безтраншейних укладачів закладена в конструкції ЗРО, яка не дозволяє усунути із процесу різання закритичної зони, тому що критична глибина розробки ґрунту для такої конструкції ножа, як правило, менша, ніж необхідна глибина укладання підземного об'єкту.

Якщо зона сколювання ґрунту створюється умовами вільного виходу ґрунту на денну поверхню, то закритична зона ущільнення, навпаки, утворюється через відсутність таких умов (вихід ґрунту із зони різання). Для усунення закритичної зони руйнування ґрунту і покращення якості його обробки в зоні дії робочого органа необхідно, перш за все, створити умови для вільного виходу стружки ґрунту із будь-якого підземного горизонту в напрямку денної поверхні або іншого вільного простору в межах щілини, що формується. Якщо $H > h_{кр}$, то такі умови можуть бути створені при поярусній розробці середовища.

Поярусна схема розробки дозволяє зменшити енергоємність і динаміку робочого процесу порівняно з однаюрсною (традиційною) схемою розробки щілини (глибина різання у три і більше разів перевищує його ширину). Зниження енергоємності багатоярусної схеми розробки базується на тому положенні, що кожний ярус робочого органа здійснює розробку ґрунту тільки в докритичній зоні, а найбільш енергоємна закритична зона ущільнення відсутня. Тому нормальний тиск ґрунту на робочу поверхню багатоярусного робочого органа, а отже і енергоємність процесу при оптимальній кількості ярусів менші, ніж для традиційних ЗРО (рис. 1.12).

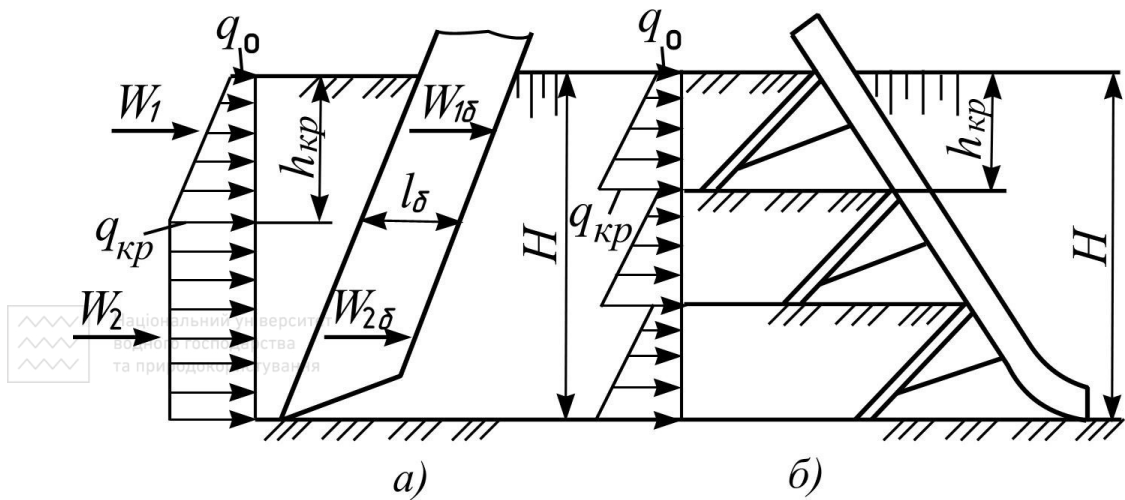


Рис. 1.12. Характерні епюри розподілу нормального тиску на лобову поверхню робочого органа по глибині:

а – для традиційної конструкції; б – для багатоярусної конструкції

Визначення опору переміщенню для одноярусного (традиційного) ножа. Безтраншейні укладачі з одноярусними ножами прокладають підземні комунікації на глибину, яка перевищує, як правило, критичну глибину різання. Тому максимальний опір переміщенню для традиційного одноярусного ножа складається із опорів переміщенню в докритичній ($W_1 + W_{1\delta}$ для $h_1 = h_{kp}$) і в закритичній ($W_2 + W_{2\delta}$ для $h_2 = H - h_{kp}$) зонах

$$W = W_1 + W_2 + W_{1\delta} + W_{2\delta}, \quad (1.1)$$

де W_1, W_2 – лобовий опір переміщенню ножа в докритичній і закритичній зонах;

$W_{1\delta}, W_{2\delta}$ – опори від тертя ґрунту по бічних стінках ножа в докритичній і закритичній зонах.

$$W_1 + W_2 = b \cdot [(1 - f \cdot f_{on}) + (f + f_{on}) \cdot \operatorname{ctg} \alpha_p] \cdot q_{сер} \cdot h_{kp} + q_{кр} \cdot b \cdot (H - h_{kp}), \quad (1.2)$$

де b – ширина (товщина) ножа; f – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту ($f = \operatorname{tg} \varphi$, де φ – кут зовнішнього тертя ґрунту); f_{on} – коефіцієнт опору переміщенню опор ножа; α_p – кут різання ножа; h_{kp} – критична глибина різання ґрунту; H – повна глибина різання ґрунту ножем; $q_{кр}$ – критичний тиск ґрунту на ніж на глибині $h > h_{kp}$; $q_{сер}$ – середній нормальний тиск ґрунту на лобову площину ножа на глибині $h \leq h_{kp}$.

$$q_{сер} = \frac{q_0 + q_{кр}}{2}, \quad (1.3)$$

$$q_0 = c \cdot (A_1 - 1) \operatorname{ctg} \varphi_0, \quad (1.4)$$

де c, φ_0 – відповідно коефіцієнт зчеплення і кут внутрішнього тертя ґрунту.

$$A_1 = \frac{\cos \varphi \cdot (\cos \varphi + \sqrt{\sin^2 \varphi_0 - \sin^2 \varphi}) \cdot (\sin \varphi_0 \cdot \cos \varphi_\alpha + \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_0 \cdot \sin^2 \varphi_\alpha})}{\cos^2 \varphi_0 \cdot (1 - \sin \varphi_0)}, \quad (1.5)$$

де

$$\varphi_\alpha = \pi - \alpha_p - \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{2} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\sin \varphi_0}.$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$W_{1\delta} = \frac{f \cdot \gamma_{zp} \cdot h_{kp}^2}{\sin \alpha_p} \cdot l_\delta \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right), \quad (1.6)$$

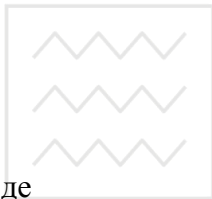
де γ_{zp} – питома сила тяжіння ґрунту; l_δ – довжина бічних стінок ножа.

$$W_{2\delta} = q_{\text{сер.б}} \frac{2 \cdot f \cdot l_\delta}{\sin \alpha_p} \cdot (H - h_{kp}). \quad (1.7)$$

$$q_{\text{сер.б}} = \frac{q_{\min} + q_{\max}}{2}, \quad (1.8)$$

де q_{\min} , q_{\max} – відповідно мінімальний та максимальний тиск ґрунту на бічні стінки ножа на глибині закритичної зони.

$$q_{\min} = 2c \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_0}{2} \right), \quad (1.9)$$



де

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$q_{\max} = \frac{B_q + \sqrt{B_q^2 - 4 \cdot A_q \cdot C_q}}{2 A_q}, \quad (1.10)$$

$$\begin{cases} B_q = 2c \cdot \cos \varphi_0 \cdot (3 - \sin \varphi_0) + \gamma_{zp} \cdot (H - h_{kp}) \cdot (1 + \sin \varphi_0); \\ A_q = 2 \cdot (1 - \sin \varphi_0); C_q = \gamma_{zp} \cdot (H - h_{kp}) \cdot c \cdot \cos \varphi_0 \cdot (1 + \sin \varphi_0) + 4 \cdot c^2 \cdot \cos^2 \varphi_0. \end{cases}$$

1.5. Визначення основних параметрів двоярусних землерийних робочих органів з прямолінійними різальними частинами

У випадку, якщо загальна глибина розробки середовища не перевищує двох критичних глибин ($H < h_{kp1} + h_{kp2}$) для усунення закритичної зони ущільнюючої дії на ґрунт робочий процес достатньо здійснювати за двоярусною схемою. ЗРО двоярусної конструкції доцільно застосовувати тоді, коли основною метою є максимальне збереження родючого шару ґрунту, зменшення опору переміщенню і енергоємності процесу укладання

ЛПО та коли ступінь розпушення і оструктурення на всій глибині щілини не мають вирішального значення. Такі вимоги, зазвичай, висувають до кабелеукладачів, укладачів оптико-волоконних та інших ліній зв'язку, блокомодулів гнучких трубопроводів термогідромеліоративних систем, безтраншейних дренажних укладачів, які працюють у легких ($K_\phi > 0,3$ м/добу) і середніх ($K_\phi = 0,1 \dots 0,3$ м/добу) ґрунтах.

Найбільший опір виникає на ножах у початковий момент заглиблення їх у ґрунт із напрямку на глибину $h_{кр1}$ переднього і $h_{кр2}$ заднього ножів. У цьому випадку руйнуються максимальні об'єми ґрунту.

Визначимо функціонал опору переміщенню для послідовно розміщених ножів і **оптимальний кут різання переднього ножа**. За критерій оптимізації прийнята величина опору переміщенню. Розрахункова схема розробки ґрунту двоножовою системою приведена на рис. 1.13.

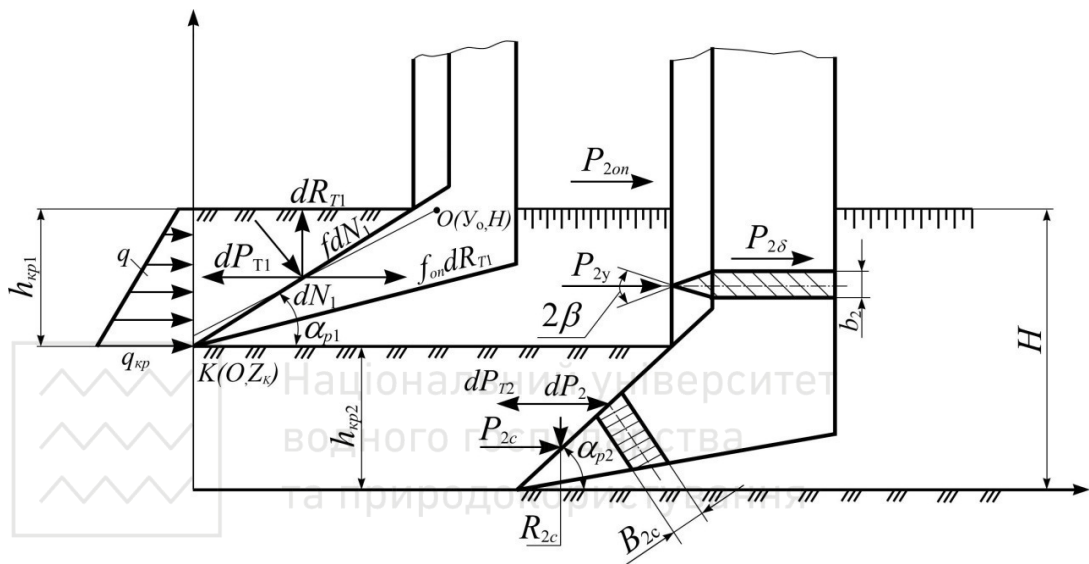


Рис. 1.13. Схема дії сил на двоножову ґрунторозробну систему

Різальна частина переднього ножа (висотою $h_{кр1}$) представлена у вигляді деякого криволінійного профілю KO з кутом загострення α_{p1} . На елементарну ділянку різальної частини діють наступні сили: горизонтальна dP_{T1} і вертикальна dR_{T1} – складові повного зусилля різання, які реалізуються тягачем; нормальна реакція ґрунту dN_1 ; сила тертя ґрунту на ножі fdN_1 , яка направлена по дотичній до поздовжнього профілю різальної частини під кутом α_p до горизонту; опір переміщенню опор ґрунторозробного обладнання; $f_{on}dR_{T1}$ (f_{on} – коефіцієнт опору переміщенню опор). На елементарну ділянку заднього ножа діє опір dP_2 , який дорівнює зусиллю різання dP_{T2} . Вісь OY суміщена з горизонтом дна щілини, а вісь OZ проходить через точку K різальної кромки переднього ножа.

Визначимо загальне тягове зусилля dP_T , яке діє на передній і задній ножі. Для цього спроектуємо всі елементарні сили на координатні осі:

$$\begin{cases} \sum P_y = -dP_{T1} - dP_{T2} + dN_1 \cdot \sin \alpha_{p1} + fdN_1 \cdot \cos \alpha_{p1} + f_{on} \cdot dR_{T1} + dP_2 = 0; \\ \sum P_z = dR_{T1} - dN_1 \cdot \cos \alpha_{p1} + fdN_1 \cdot \sin \alpha_{p1} = 0. \end{cases} \quad (1.11)$$

Визначимо із другого рівняння силу dR_{T1} і підставимо її у перше рівняння, отримаємо:

$$\begin{aligned} dP_T &= dP_{T1} + dP_{T2} = \\ &= dN_1 \left(\sin \alpha_{p1} + f \cos \alpha_{p1} + f_{on} \cdot \cos \alpha_{p1} - ff_{on} \cdot \sin \alpha_{p1} \right) + dP_2, \end{aligned} \quad (1.12)$$

або

$$dP_T = dN_1 \cdot \cos \alpha_{p1} \left[(f + f_{on}) + (1 - ff_{on}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{p1} \right] + dP_2. \quad (1.13)$$

Сили dN_1 і dP_2 визначимо через закон розподілу нормального тиску ґрунту на перший ніж по глибині і коефіцієнт питомого опору різанню K_2 другого ножа.

$$dN_1 = q \cdot b_{c1} \cdot dl = \left[q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{h_{kp1}} \cdot (H - Z) \right] b_{c1} \cdot dl; \quad (1.14)$$

$$dP_2 = K_2 \cdot b \cdot c_2 \cdot dZ, \quad (1.15)$$

де q – закон розподілу нормального тиску ґрунту на передній ніж; q_0, q_{kp} – відповідно мінімальне і максимальне значення тиску ґрунту на ніж по глибині; h_{kp1} – критична глибина різання у верхньому ярусі; Z – поточне значення координати; dl – елементарна довжина різальної частини переднього ножа; b_{c1}, b_{c2} – відповідно ширини переднього і заднього ножів.

Враховуючи, що $\cos \alpha_{p1} = \frac{dy}{dl}$, а $\operatorname{tg} \alpha_{p1} = \dot{Z}$, вираз (1.13) представимо у розгорнутому вигляді:

$$dP_T = b_{c1} \left[q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{h_{kp}} (H - Z) \right] \cdot \left[(f + f_{on}) + (1 - f \cdot f_{on}) \cdot \dot{Z} \right] \cdot dy + K_2 \cdot b_{c2} \cdot dZ. \quad (1.16)$$

Після інтегрування виразу (1.16) отримаємо функціонал тягового зусилля:

$$P_T = b_{c1} \int_0^{y_0} \left[q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{h_{kp}} (H - Z) \right] \cdot \left[(f + f_{on}) + (1 - f \cdot f_{on}) \cdot \dot{Z} \right] \cdot dy + K_2 \cdot b_{c2} \cdot (H - h_{kp1}). \quad (1.17)$$

Припустимо, що оптимальним поздовжнім профілем різальної частини переднього ножа є прямолінійний профіль з кутовим коефіцієнтом $K_{ap1} = \operatorname{tg} \alpha_{p1}$. Тоді

$$Z = H - h_{kp1} + K_{\alpha_{p1}} \cdot Y; \quad Z^* = K_{\alpha_{p1}}; \quad Y_0 = h_{kp1} / K_{\alpha_{p1}}. \quad (1.18)$$

Визначимо оптимальний кут різання α_{p1} переднього ножа за умови, що $H > h_{kp1}$. Для цього підставляємо рівності (1.18) у функціонал (1.17):

$$P_T = b_{c1} \int_0^{h_{kp1}/K_{\alpha_{p1}}} \left[q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{h_{kp}} (h_{kp1} - K_{\alpha_{p1}} \cdot Y) \right] \times \\ \times \left[(f + f_{on}) + (1 - f \cdot f_{on}) \cdot K_{\alpha_{p1}} \right] \cdot dy + K_2 \cdot b_{c2} \cdot (H - h_{kp1}). \quad (1.19)$$

Після інтегрування виразу (1.19) і нескладних перетворень отримаємо:

$$P_T = b_{c1} \cdot q_{cep} \cdot h_{kp1} \left[\frac{f + f_{on}}{K_{\alpha_{p1}}} + (1 - f \cdot f_{on}) \right] + K_2 \cdot b_{c2} (H - h_{kp1}), \quad (1.20)$$

де q_{cep} – середній нормальний тиск ґрунту на лобову (різальну) частину ножа:

$$q_{cep} = \frac{q_0 + q_{kp}}{2}. \quad (1.21)$$

Тому, що

$$h_{kp1} = \frac{a_1 \cdot b_{c1}}{(tg \alpha_{p1})^{n_1} \cdot k_{nep}} = \frac{a_1 \cdot b_{c1}}{K_{\alpha_{p1}}^{n_1} \cdot k_{nep}}, \quad (1.22)$$

вираз (1.20) перетвориться до вигляду:

$$P_T = q_{cep} \cdot \frac{a_1 \cdot b_{c1}^2}{K_{\alpha_{p1}}^{n_1} \cdot k_{nep}} \cdot \left[\frac{f + f_{on}}{K_{\alpha_{p1}}} + (1 - f \cdot f_{on}) \right] + \\ + K_2 \cdot b_{c2} \cdot H - K_2 \cdot \frac{a_1 \cdot b_{c1} \cdot b_{c2}}{K_{\alpha_{p1}}^{n_1} \cdot k_{nep}}, \quad (1.23)$$

або

$$P_T = \left\{ \frac{a_1 \cdot b_{c1} q_{cep}}{K_{\alpha_{p1}}^{n_1} \cdot k_{nep}} \cdot \left[\frac{f + f_{on}}{K_{\alpha_{p1}}} + (1 - f \cdot f_{on}) \right] \cdot v^2 - K_2 \cdot \frac{a_1}{K_{\alpha_{p1}}^{n_1} \cdot k_{nep}} \cdot v + K_2 \frac{H}{b_{c2}} \right\} \cdot b_{c2}^2, \quad (1.24)$$

де a_1 , n_1 – коефіцієнти апроксимації, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунтів (табл. 1.5); k_{nep} – відношення глибини зони гарантованого сколювання ґрунту до критичної глибини різання $v = b_{c1} / b_{c2}$.

Дослідимо функцію (1.24) на екстремум по кутовому коефіцієнту $K_{\alpha_{p1}}$, допускаючи, що зміна K_2 залежно від α_{p1} не суттєва.

$$\frac{\partial P_T}{\partial K_{\alpha_{p1}}} = \left\{ -\frac{a_1 \cdot n_1 \cdot q_{cep}}{K_{\alpha_{p1}}^{n_1+1} \cdot k_{nep}} \cdot \left[\frac{f + f_{on}}{K_{\alpha_{p1}}} + (1 - f \cdot f_{on}) \right] \cdot v^2 - \right. \\ \left. - \frac{a_1 \cdot q_{cep}}{K_{\alpha_{p1}}^{n_1+2} \cdot k_{nep}} \cdot (f + f_{on}) \cdot v^2 + \frac{a_1 \cdot n_1 \cdot K_2}{K_{\alpha_{p1}}^{n_1+1} \cdot k_{nep}} \cdot v \right\} \cdot b_{c_2} = 0. \quad (1.25)$$

Помножимо ліву і праву частину рівняння (1.25) на

$$\left(\frac{-K_{\alpha_{p1}}^{n_1+1} \cdot k_{nep}}{v \cdot b_{c_2}} \right).$$

Отримаємо:

$$a_1 \cdot n_1 \cdot q_{cep} \cdot \left[\frac{f + f_{on}}{K_{\alpha_{p1}}} + (1 - f \cdot f_{on}) \right] \cdot v + \\ + \frac{a_1 \cdot q_{cep}}{K_{\alpha_{p1}}} \cdot (f + f_{on}) \cdot v - a_1 \cdot n_1 \cdot K_2 = 0 \quad (1.26)$$

або

$$[K_2 - v \cdot q_{cep} \cdot (1 - f \cdot f_{on})] \cdot n_1 \cdot K_{\alpha_{p1}} = (1 + n_1) \cdot v \cdot q_{cep} \cdot (f + f_{on}). \quad (1.27)$$

Звідки

$$K_{\alpha_{p1}}^{onm} = tg \alpha_R^{onm} = \frac{1 + n_1}{n_1} \cdot \frac{f + f_{on}}{\frac{K_2}{v \cdot q_{cep}} - (1 - f \cdot f_{on})}. \quad (1.28)$$

Кут різання α_{p1}^{onm} забезпечує мінімум тягового зусилля тому, що $\frac{\partial^2 P_T}{\partial K_{\alpha_{p1}}^2} > 0$

Відповідно до технологічних вимог відношення ширини переднього і заднього ножів повинно бути більше або дорівнювати одиниці. У протилежному випадку ширина щілини, що нарізується у верхньому ярусі переднім ножом, буде меншою ширини другого ножа. З іншої сторони, якщо збільшувати v (для $v > 1$), тягове зусилля буде збільшуватись по квадратичній залежності (1.24). Тому необхідно прийняти $v = 1$. Тоді:

$$\alpha_{p1}^{onm} = arctg \left[\frac{1 + n_1}{n_1} \cdot \frac{f + f_{on}}{\frac{K_2}{q_{cep}} - (1 + f \cdot f_{on})} \right]. \quad (1.29)$$

Таким чином, оптимальний кут різання переднього ножа залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту і питомого опору різання другого ножа. Із збільшенням K_2 значення оптимального кута різання α_{p1}^{opt} зменшується.

Визначимо питомий опір різанню K_2 у другому ярусі через загальний опір переміщенню ножа. Загальний опір складається із опорів: сколювання ґрунту P_{2c} , різанню ґрунту порушеної структури клиноподібною стійкою P_{2y} , тертя ґрунту по бокових стінках ножа $P_{2\sigma}$ і переміщенню опор ґрунторозробного обладнання P_{2on} :

$$P_2 = P_{2c} + P_{2y} + P_{2on} + 2P_{2\sigma}. \quad (1.30)$$

Опір сколюванню ґрунту визначимо через середній нормальний тиск, який діє на ніж у другому ярусі:

$$P_{2c} = q_{cep} \cdot (1 + f \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{p2}) \cdot h_{kp2} \cdot b_{c2}, \quad (1.31)$$

де b_{c2} , α_{p2} – ширина і кут різання другого ножа.

Опір розрізанню ґрунту порушеної структури приблизно визначається за формулою Вайнсона:

$$P_{2y} \approx K_Y \cdot H^2, \quad (1.32)$$

де K_Y – коефіцієнт, який залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту і геометричних параметрів ножа ($K_Y = 0,02 \dots 0,04$ МПа). Більші значення необхідно приймати для ґрунтів з більшими кутами зовнішнього і внутрішнього тертя.

Силу тертя другого ножа у ґрунті порушеної структури верхнього ярусу визначимо через активний тиск ґрунту на бокові стінки ножа:

$$E_a = \frac{\gamma_{zp} \cdot h_{kp1}}{2} \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right). \quad (1.33)$$

Тоді

$$P_{2\sigma} = \frac{f \cdot \gamma_{zp} \cdot l_{\sigma} \cdot h_{kp1}^2}{2} \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right), \quad (1.34)$$

де γ_{zp} – питома сила тяжіння ґрунту; l_{σ} – довжина бокової грані ножа.

Опір переміщенню опор землерийної машини дорівнює:

$$P_{on} = (G_{p.o.} + R_{2c}) \cdot f_{on}, \quad (1.35)$$

де $G_{p.o.}$ – сила тяжіння робочого обладнання; R_{2c} – вертикальна складова опору різанню.

$$R_{2c} = q_{cep} \cdot (\operatorname{ctg} \alpha_{p2} - f) \cdot b_{c2} \cdot h_{kp2}. \quad (1.36)$$

Тоді

$$P_{on} = f_{on} \cdot G_{p.o} + f_{on} \cdot q_{cep} (ctg \alpha_{p_2} - f) \cdot b_{c_2} \cdot h_{kp_2}. \quad (1.37)$$

Загальний опір другого ножа дорівнює:

$$P_2 = q_{cep} (1 + f \cdot ctg \alpha_{p_2}) \cdot b_{c_2} \cdot h_{kp_2} + K_y (h_{kp_1} + h_{kp_2})^2 + \\ + f \cdot \gamma_{zp} \cdot l_{\bar{o}} \cdot h_{kp_1}^2 \cdot tg^2 \cdot (45^0 - \frac{\varphi_0}{2}) + \\ + f_{on} \cdot G_{p.o} + f_{on} \cdot q_{cep} \cdot (ctg \alpha_{p_2} - f) \cdot b_{c_2} \cdot h_{kp_2}, \quad (1.38)$$

$$P_2 = [(1 - f \cdot f_{on}) + (f + f_{on}) ctg \alpha_{p_2}] \cdot q_{cep} \cdot b_{c_2} \cdot h_{kp_2} + K_y \cdot (h_{kp_1} + h_{kp_2})^2 + \\ + f \cdot \gamma_{zp} \cdot l_{\bar{o}} \cdot h_{kp_1}^2 \cdot tg^2 \cdot (45^0 - \frac{\varphi_0}{2}) + f_{on} \cdot G_{p.o}. \quad (1.39)$$

Тоді питомий опір різанню дорівнює:

$$K_2 = [(1 - f \cdot f_{on}) + (f + f_{on}) ctg \alpha_{p_2}] \cdot q_{cep} + \frac{h_{kp_1} + h_{kp_2}}{b_{c_2}} \cdot K_y + \\ + f \cdot \gamma_{zp} \cdot tg^2 (45^0 - \frac{\varphi_0}{2}) \cdot \frac{l_{\bar{o}} \cdot h_{kp_1}^2}{b_{c_2} \cdot h_{kp_2}} + \frac{f_{on} \cdot G_{p.o}}{b_{c_2} \cdot h_{kp_2}}. \quad (1.40)$$

Для визначення K_2 достатньою для практичних розрахунків точністю можна обмежитися двома першими членами рівності (1.40):

$$K_2 = [(1 - f \cdot f_{on}) + (f + f_{on}) ctg \alpha_{p_2}] \cdot q_{cep} + \frac{h_{kp_1} + h_{kp_2}}{b_{c_2}} \cdot K_y. \quad (1.41)$$

Для $\nu = 1$ ($b_{c1} = b_{c2} = b$) з урахуванням (1.22) маємо:

$$K_2 = [(1 - f \cdot f_{on}) + (f + f_{on}) \cdot ctg \alpha_{p_2}] \cdot q_{cep} + \\ + \left[\frac{a_1}{(tg \alpha_{p_1})^{n_1}} + \frac{a_2}{(tg \alpha_{p_2})^{n_2}} \right] \cdot \frac{K_y}{k_{nep}} \quad (1.42)$$

Залежності питомого опору у процесі різання ґрунту на критичну глибину від кута різання ножа в другому ярусі приведені на рис. 1.14.

Вони вказують на зменшення питомого опору різанню із збільшенням кута різання ножа. Така залежність характерна для процесу різання ґрунту, в якому з одночасним збільшенням кута різання ножа проходить його виглиблення до критичної глибини. Тільки у цьому випадку середню величину нормального тиску на різальну частину ножа у першому наближенні можна вважати постійною. Зменшення питомого опору із збільшенням кута різання відбувається

внаслідок зменшення площі контакту ножа з ґрунтом, а таким чином, і сил тертя на ножі.

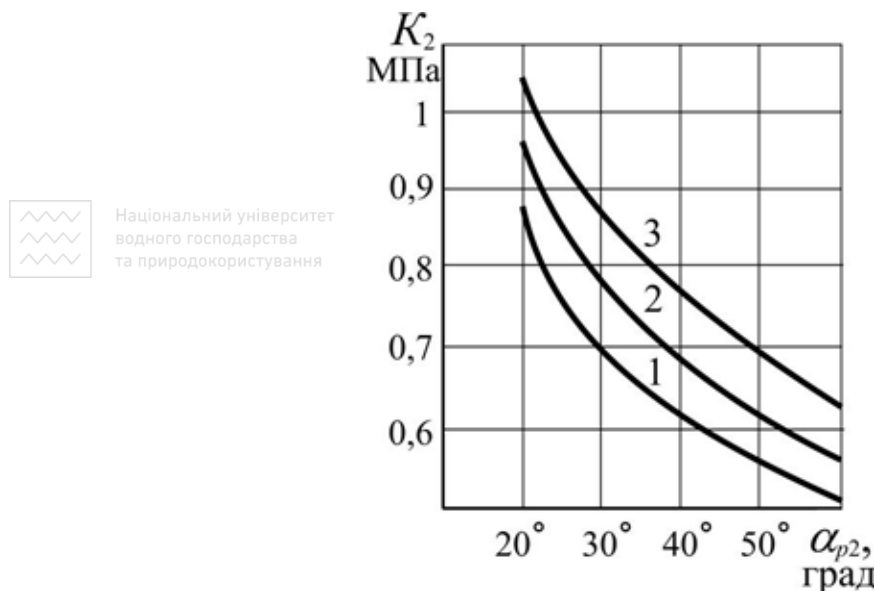


Рис. 1.14. Залежність питомого опору від кута різання ножа у другому ярусі при розробці ґрунту на критичну глибину:

1 – твердий супісок; 2 – напівтвердий суглинок; 3 – напівтверда глина

Збільшення кута різання другого ножа також призводить до збільшення оптимального значення кута різання першого ножа (рис. 1.15).

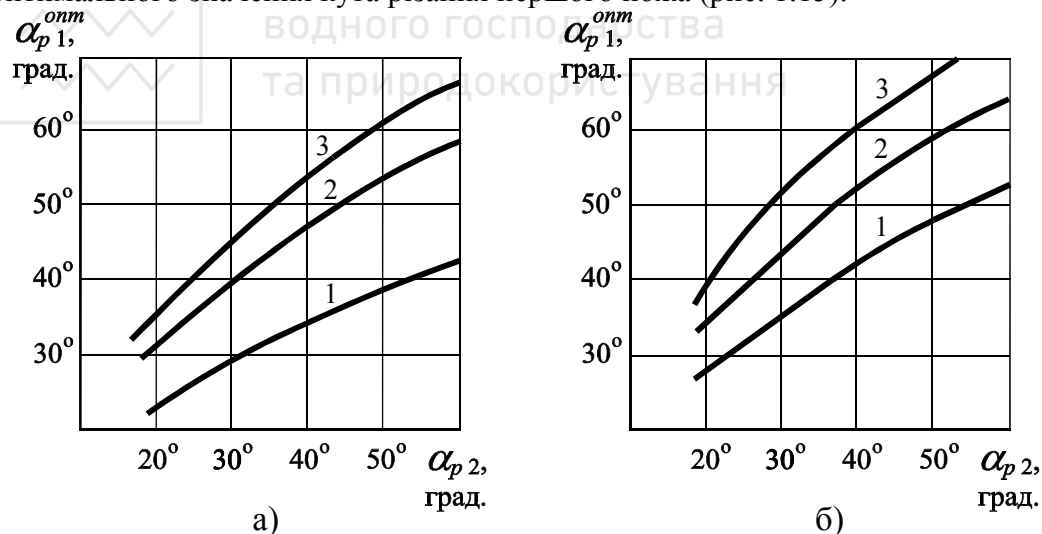


Рис. 1.15. Залежність оптимального кута різання першого ножа від кута різання другого ножа:

а – при опорі на базу; б – при опорі на лижу; 1 – твердий супісок; 2 – напівтвердий суглинок; 3 – напівтверда глина

Значення кутів різання (для $b_{c1} = b_{c2} = b_c$) визначаємо із умови різання (сколювання, розпушення) ґрунту на максимальну проектну глибину:

$$\frac{a_1}{(\operatorname{tg} \alpha_{p1})^{n1}} + \frac{a_2}{(\operatorname{tg} \alpha_{p2})^{n2}} = \frac{H_{\max}}{b_c} \quad (1.43)$$

де b_c , H_{\max} – ширина ножів і максимальна глибина нарізання щілини; a_2 , n_2 – коефіцієнти апроксимації, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунтів (див. табл. 1.5).

На рис. 1.16 наведені графіки для визначення кута різання α_{p2} залежно від максимальної глибини щілини, що нарізується, і ширини ножів. Ширина ножів для заданої глибини щілини визначається із співвідношення H_{\max}/b_c , яке не повинно перевищувати для твердого супіску – 8,8...10,0; для напівтвердого суглинка – 9,8...7,2; для напівтвердої глини – 6,0...6,4.

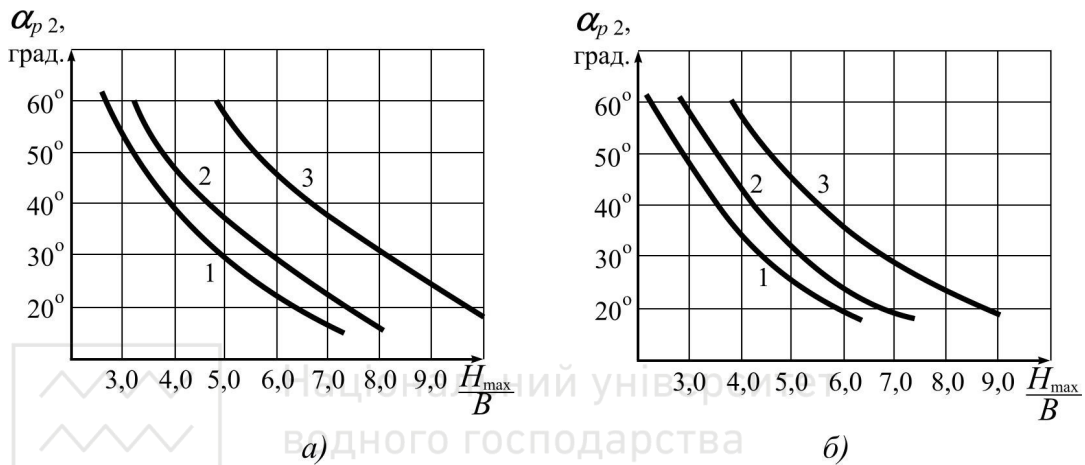


Рис. 1.16. Залежність оптимального кута різання першого ножа від кута різання другого ножа:

a – при опорі на базу; b – при опорі на лижу;

1 – твердий супісок; 2 – напівтвердий суглинок; 3 – напівтверда глина

Визначаємо опір переміщенню ножів:

$$P_{\Sigma 1+2} = bq_{\text{сеп}} h_{\text{кр1}} \left[\frac{f + f_{\text{on}}}{\operatorname{tg} \alpha_{p1}} + (1 - f_{\text{on}}) \right] + K_2 b (H - h_{\text{кр1}}). \quad (1.44)$$

Методологія визначення оптимальних параметрів

1. Складаємо розрахункову схему з елементарними силами (див. рис. 1.13).
2. Проектуванням елементарних сил на координатні осі складаємо систему двох рівнянь (1.11).
3. Вибираємо критерій оптимізації і визначаємо функціонал

критерію (1.17) шляхом інтегрування отриманих рівнянь.

4. Знаходимо залежність для визначення тягового опору для ножів із прямолінійним профілем різальних частин (1.24).
5. Визначаємо рівняння для оптимального кута різання першого ножа шляхом диференціювання залежності для тягового опору і прирівнювання її до нуля (1.25).
6. Визначаємо оптимальний кут α_{p1}^{opt} (1.29)
7. Отримуємо залежність для визначення K_2 (1.42).
8. Визначаємо α_{p2} в залежності від H_{max}/b_c і опір переміщенню.
9. Визначаємо опір переміщенню (1.44)

1.6. Польові випробування безтраншейного дреноукладача з традиційним одностороннім і двосторонніми ножами

У результаті проведених аналітичних досліджень розроблена методика визначення оптимальних параметрів двосторонніх ножів, а також робоча документація для їх виготовлення і проведення польових порівняльних випробувань традиційного та двостороннього робочого обладнання на базі безтраншейного дреноукладача МД-12. Випробування проводилися на полігоні НВО «ВНДІ Земмаш» (Ленінградська обл.). Результати випробувань наведені в табл. 1.1 і на рис. 1.17.

Аналіз експериментальних даних показав, що із збільшенням глибини різання на ґрунтах I, II категорії тягове зусилля на крюку зростає з деяким наближенням по лінійній залежності для традиційного і двостороннього обладнання. Однак, у другому випадку необхідне тягове зусилля значно менше. Так, при нарізанні щілини двостороннім робочим обладнанням збільшення глибини різання від 1,2 до 1,8 м призвело до зростання тягового зусилля з 131,6 до 301,9 кН, а традиційним – з 244,4 до 300,5 кН при заглибленні ножа від 1,2 до 1,4 м. Зниження тягового зусилля склало 31,4...42,1%. При цьому величина буксування дреноукладача з традиційним робочим обладнанням змінювалася від 0,076 до 0,351, а з двостороннім – від 0,006 до 0,283. Робоча (дійсна) швидкість руху дреноукладача складала 0,067...0,176 м/с, причому більші значення робочої швидкості зареєстровані для дреноукладача з двостороннім робочим обладнанням.

Зниження тягового зусилля при двосторонній схемі розробки пояснюється тим, що піонерний ніж розробляє ґрунт у верхньому ярусі на критичну глибину і утворює відкриту поверхню для виходу ґрунту по лемешу основного ножа. Крім того, на зниження тягового зусилля впливає неодноразовість сколювання ґрунту ножами. Піонерний ніж зсовує робочий процес не тільки в просторі, але і в часі.

Таблиця 1.1

Результати порівняльних випробувань безтраншейного дреноукладача
МД-12 з традиційним і двоярусним обладнанням

№ з/п	Оціночні показники	Од. вимір	МД-12 без піонерного ножа	МД-12 з піонерним ножом
1.	Глибина різання піонерного ножа	м	-	0,8
2.	Кут різання ножа	град.	1,2; 1,3; 1,4	0,4; 0,6; 0,8; 1,0
3.	Ширина ножа	м	-	20...25
	піонерного ножа		35...40	35...40
	основного ножа			
4.	Критична глибина різання піонерного ножа	м	-	0,80...0,85
	основного ножа		0,50...0,55	-
5.	Тягове зусилля на крюку (величина буксування) при глибині щілини, що нарізується	кН		
	H=1,2 м		244,4(0,076)	141,6(0,006)
	H=1,3 м		281,1(0,131)	-
	H=1,4 м		300,5(0,351)	193,5(0,049)
	H=1,6 м		-	232,2(0,067)
	H=1,8 м		-	301,9(0,283)
6.	Зниження тягового опору		-	31,4...42,1
7.	Щільність ґрунту по числу ударів динамічного щільноміра по глибині щілини, що нарізується	%	7...10	3...5

Із зниженням глибини різання процент зниження тягового зусилля зменшується, тому що при заглибленні основного ножа в закритичну зону питомий опір різанню зростає через ущільнення ґрунту в бічні стінки щілини. У такому випадку необхідна оптимізація форми і параметрів не тільки піонерного, але й основного ножа при застосуванні до двоярусної схеми розробки, яка направлена на усунення закритичної зони.

Тягове зусилля піонерного ножа (див. рис. 1.17) із збільшенням глибини різання від 0,6 до 0,85 м зростає по параболічному закону від 9,2 до 55 кН. Критична глибина різання дорівнює 0,80...0,85 м при куті різання 20...25° і ширині піонерного ножа 0,22 м.

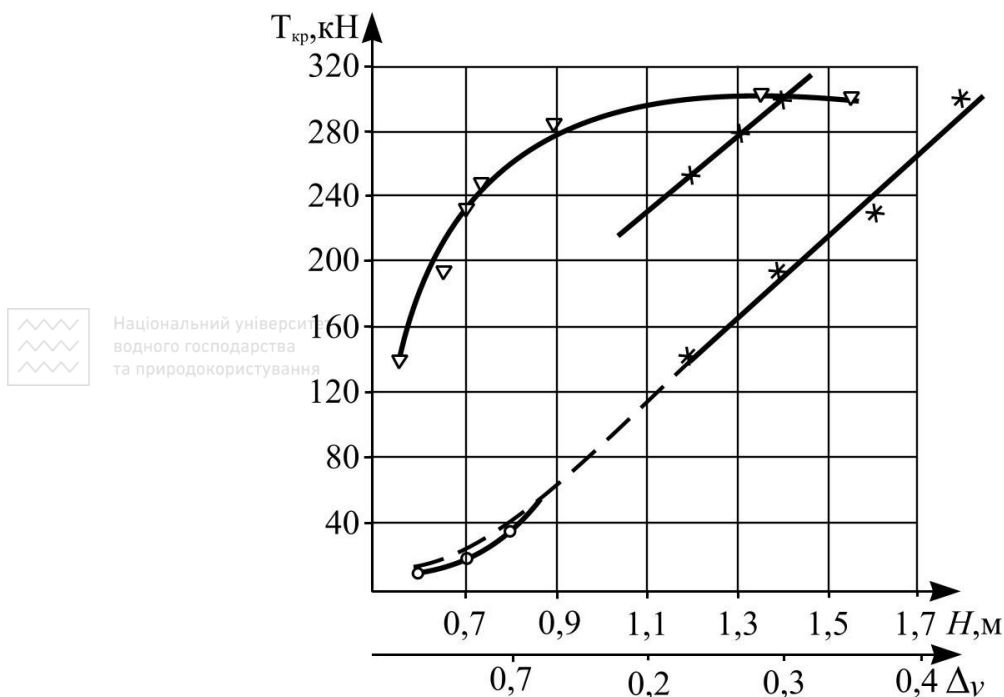


Рис. 1.17. Залежність тягового зусилля на кріюку і величини буксування дренуукладача від глибини щілини, що нарізується (грунт – $\sigma_{ст}=0,18...0,55$ МПа, $C_{уд}=3...8$):

x-x-x – основного ножа; o-o-o – піонерного ножа;
 -- – основного з піонерним; ▽-▽-▽ – крива буксування;
 --- – умовна залежність

Крім того, в ході випробувань встановлено (див. табл. 1.1), що двоярусна схема розробки щілини дозволяє знизити щільність бічних стінок з 7...10 до 3...5 ударів динамічного щільноміра і динамічні навантаження на робоче обладнання, покращує тягово-зчіпні властивості ходового обладнання, підвищує плавність ходу дренуукладача і якість робочого процесу.

1.7. Визначення поздовжньої форми й основних параметрів різальних частин двоярусного землерийного робочого органа

З метою визначення поздовжнього профілю двоярусного ЗРО проведемо дослідження його поздовжньої форми методом варіаційного обчислення. Що стосується вибору критерію оптимізації форми пасивних ЗРО, то вони обґрунтовані наступним чином.

Оптимізація навісних ЗРО на основі горизонтальної складової повного опору різанню може призвести до небажаного результату. При зниженні опору різанню навісного обладнання можливе вивішування базової машини

на робочому обладнанні і, як наслідок, ще більш інтенсивне зниження тягового зусилля по зчепленню ходового обладнання з опорною поверхнею. В цьому випадку оптимізацію необхідно проводити на основі повного опору різанню з урахуванням привантаження базової машини вертикальною складовою цього опору. Форма і параметри причіпних ЗРО не впливають на тягово-зчіпні властивості базової машини. Тому для машин з причіпним робочим обладнанням ефективним критерієм оптимізації є мінімальний опір переміщенню причепа.

Цільовою функцією є поздовжній профіль різальних частин ЗРО. Представимо кожну різальну частину у вигляді деякої кривої KO (рис. 1.18). На елементарну ділянку лобової поверхні незатупленого ножа діють наступні сили: dN – нормальна реакція ґрунту; fdN – сила тертя ґрунту по робочій поверхні ножа, яка направлена по дотичній до неї під кутом різання α_p до горизонту (f – коефіцієнт тертя ґрунту по сталі, $f = \operatorname{tg} \varphi$, де φ – кут зовнішнього тертя ґрунту); dP_T , dR – горизонтальна і вертикальна складові повного опору переміщенню; $f_{on}dR$ – додатковий опір переміщенню ходового обладнання від його привантаження вертикальною складовою повного опору (f_{on} – коефіцієнт опору переміщенню ходового обладнання); dP_2 – елементарна сила опору різанню в нижньому ярусі.

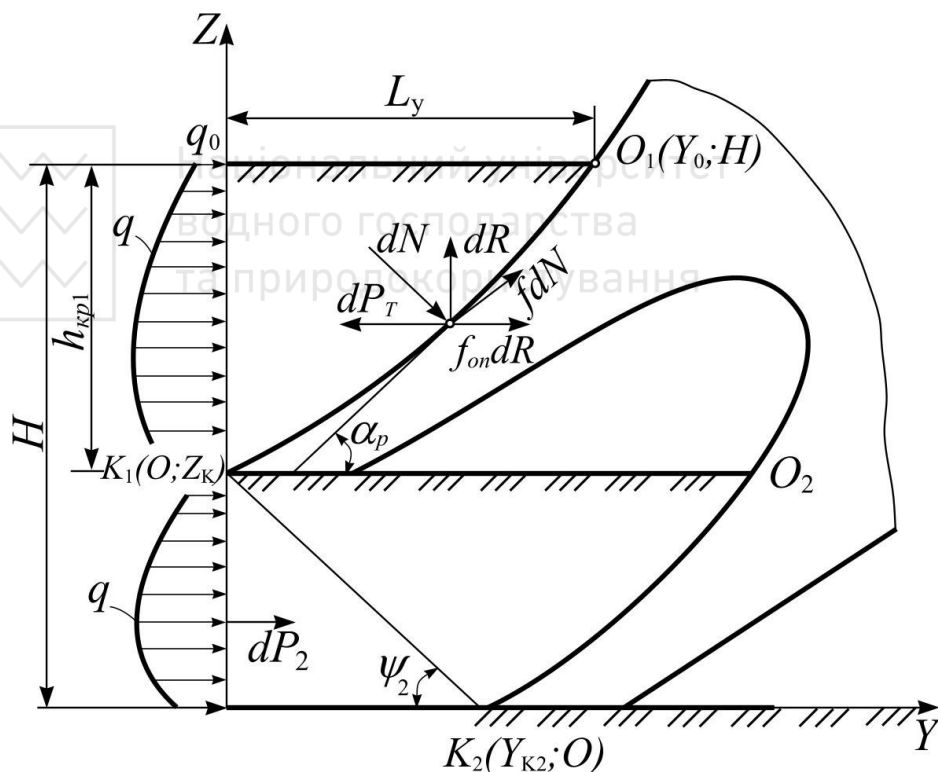


Рис. 1.18. Схема взаємодії двоярусного ЗРО з ґрунтом

Складемо рівняння рівноваги всіх сил на координатні осі:

$$\begin{cases} \sum Y = -dP_T + dN \sin \alpha_p + fdN \cos \alpha_p + f_{on}dR + dP_2 = 0 \\ \sum Z = dR - dN \cos \alpha_p + fdN \sin \alpha_p = 0. \end{cases} \quad (1.45)$$

Критерій оптимізації в загальному випадку має такий вигляд: $(T + \varphi_{32}R) - P = T - (P - \varphi_{32}R) \rightarrow \max$, де T – тягове зусилля базової машини по зчепленню рушія з опорною поверхнею; φ_{32} – коефіцієнт зчеплення ходового обладнання з опорною поверхнею; R – вертикальна складова повного опору різанню, яку сприймає ходове обладнання; P – опір різанню. Оскільки тягове зусилля базової машини в незмінних умовах є величиною постійною, тому критерій оптимізації можна переписати у вигляді:

$$\Delta = P - \varphi_{32}R \rightarrow \min. \quad (1.46)$$

У конкретному випадку маємо:

$$\begin{aligned} d\Delta &= dP_T - \varphi_{32}dR = \\ &= dN [\sin \alpha_p + f \cos \alpha_p - (\varphi_{32} - f_{on}) \cdot (\cos \alpha_p - f \sin \alpha_p)] + dP_2. \end{aligned} \quad (1.47)$$

Беручи до уваги, що $\cos \alpha_p = dy/dl$ і $\tan \alpha = \dot{Z}$, вираз (1.47) можна звести до вигляду:

$$\Delta = B_1 \int_0^{y_0} q \{ (f + f_{on} - \varphi_{32}) + [1 + (\varphi_{32} - f_{on})f] \dot{Z} \} dy + k_2 B_2 \int_0^{Z_K} dZ, \quad (1.48)$$

де q – закон розподілу тиску на лобову поверхню різальної частини; k_2 – коефіцієнт питомого опору різанню в нижньому ярусі; B_1, B_2 – ширина верхньої і нижньої різальних частин.

Закон розподілу нормального тиску на криволінійній робочій поверхні ножа можна представити у вигляді:

$$q = q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{a_1 B_1} \dot{Z}^{n_1} k_{nep} (H - Z), \quad (1.49)$$

де q_0, q_{kp} – мінімальний і максимальний тиск ґрунту на лобову поверхню ножа по глибині; a_1, n_1 – коефіцієнт апроксимації, $k_{nep} = 0,90 \dots 0,95$; H – загальна глибина різання.

З урахуванням закону (1.49) отримаємо функціонал за вибраним критерієм оптимізації:

$$\begin{aligned} \Delta &= B_1 \int_0^{y_0} \left[q_0 + \frac{q_{kp} - q_0}{a_1 B_1} k_{nep} \dot{Z}^{n_1} (H - Z) \right] \{ (f + f_{on} - \varphi_{32}) + \\ &+ [1 + (\varphi_{32} - f_{on})f] \dot{Z} \} dy + k_2 B_2 Z_K. \end{aligned} \quad (1.50)$$

Для причіпних ЗРО у функціоналі (1.50) потрібно прийняти $\varphi_{3ч}=0$.

У загальному випадку рівняння Ейлера для функціонала (1.50) має вигляд:

$$F - \dot{Z}F_{\dot{Z}} = C_1, \quad (1.51)$$

де F – підінтегральна функція; C_1 – довільна постійна. Підінтегральна функція повинна задовольняти умову Лежандра $F_{\dot{Z}\dot{Z}} \geq 0$ (в нашому випадку задовольняється), а рівняння (1.51) повинно задовольняти умову трансверсальності в точці $O_1(y_0, H)$:

$$(F - \dot{Z}F_{\dot{Z}})\delta y|_{01} + F_{\dot{Z}}\delta Z|_{01} = 0. \quad (1.52)$$

У нашому випадку $\delta Z|_{01}=0$, а $\delta y|_{01} \neq 0$. Тому

$$F - \dot{Z}F_{\dot{Z}}|_{01} = C_1 = 0. \quad (1.53)$$

З урахуванням умови (1.53) рівняння (1.51) має такий розгорнутий вигляд:

$$H - Z = \frac{q_0(f + f_{on} - \varphi_{3ч})}{\left(\frac{q_{кр} - q_0}{a_l B_1} k_{nep} \dot{Z}^{n_l}\right) \{n_1[1 + (\varphi_{3ч} - f_{on})f]\dot{Z} - (1 - n_1)(f + f_{on} - \varphi_{3ч})\}}. \quad (1.54)$$

Точне рішення рівняння (1.54) в замкненому вигляді неможливе. Тому вирішимо його наближено, з достатньою для практичних розрахунків точністю. Для цього проаксимуємо (помилка апроксимації не перевищує 3,7% для верхнього ярусу і 11% для нижнього ярусу) вираз (1.54) у межах кута різання $30^\circ \dots 60^\circ$ залежністю вигляду:

$$H - Z = \frac{B_1}{\eta_1 \dot{Z}^{m_1}}, \quad (1.55)$$

де η_1, m_1 – коефіцієнти апроксимації, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунту. Після інтегрування диференціального рівняння (1.55) отримаємо функцію для визначення оптимального поздовжнього профілю верхньої різальної частини ґрунторозробного органа:

$$y = \frac{m_1}{m_1 + 1} \left(\frac{\eta_1}{B_1} \right)^{1/m_1} \left[(H - Z_{\kappa})^{\frac{m_1+1}{m_1}} - (H - Z)^{\frac{m_1+1}{m_1}} \right]. \quad (1.56)$$

Оптимальне значення координати Z_{κ} визначимо із умови трансверсальності в точці $K_1(0, Z_{\kappa})$:

$$(F - \dot{Z}F_{\dot{Z}})\delta y|_{\kappa_1} + F_{\dot{Z}}\delta Z|_{\kappa_1} + \delta G = 0, \quad (1.57)$$

де δG – варіація довільно заданої функції координати точки K_1 . У нашому випадку $\delta y|_{K1}=0$, а $\delta Z|_{K1} \neq 0$.
Тому

$$F_Z \delta Z|_{K1} + \delta G = 0 \quad (1.58)$$

Або в розгорнутому вигляді:

$$\begin{aligned} & \frac{(f + f_{on} - \varphi_{3ч})n_1 + (1 + n_1)[1 + (\varphi_{3ч} - f_{on})f] \dot{Z}_K}{\dot{Z}_K^{m_1 - n_1 + 1}} = \\ & = \frac{\eta_1 a_1}{(q_{кр} - q_0) k_{неп}} [k_2 - q_0(1 + (\varphi_{3ч} - f_{on})f)] \end{aligned} \quad (1.59)$$

Коефіцієнт питомого опору різання k_2 в нижньому ярусі визначаємо із функціонала (1.50) при заміні меж інтегрування і диференціала dy та dZ з урахуванням отриманого рішення (1.56), приймаючи $\varphi_{3ч}=0$:

$$\begin{aligned} k_2 = \frac{P_2}{B_2 h_{p2}} = \frac{1}{h_{p2}} \cdot \int_0^{h_{p2}} & \left[q_0 (f + f_{on}) \left(\frac{\eta_2}{B_2} \right)^{1/m_2} (h_{p2} - Z)^{1/m_2} + q_0 (1 - f_{on}) + (f + f_{on}) \times \right. \\ & \left. \times \frac{q_{кр} - q_0}{a_2 B_2} k_{неп} \left(\frac{\eta_2}{B_2} \right)^{\frac{1-n_2}{m_2}} (h_{p2} - Z)^{\frac{m_2+1-n_2}{m_2}} + (1 - f_{on}) \frac{q_{кр} - q_0}{a_2 B_2} \times k_{неп} \left(\frac{B_2}{\eta_2} \right)^{\frac{n_2}{m_2}} (h_{p2} - Z)^{\frac{m_2-n_2}{m_2}} \right] \cdot dZ, \end{aligned} \quad (1.60)$$

де h_{p2} – довільно задана глибина; η_2, n_2, m_2 – коефіцієнти апроксимації, які отримані аналогічним чином η_1, n_1, m_1 .

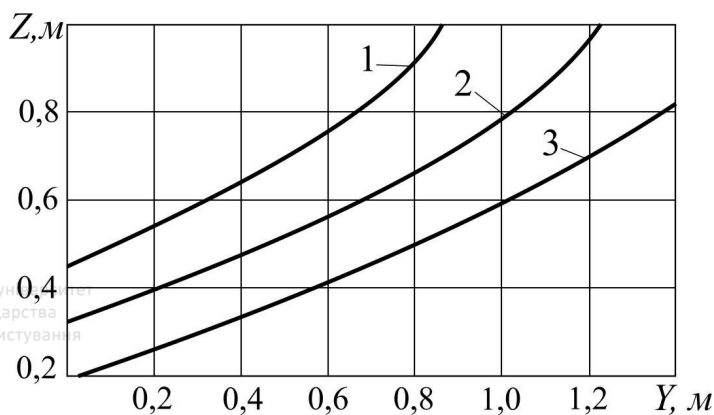
Після визначення питомого опору різання k_2 із рівняння (1.59) визначаємо оптимальне значення величини \dot{Z}_K^* , яке в свою чергу визначає $h_{кр}^*$, і $Z_K^* = H - h_{кр1}^*$.

Аналогічним чином можна отримати рівняння поздовжнього профілю для нижньої різальної частини у вигляді:

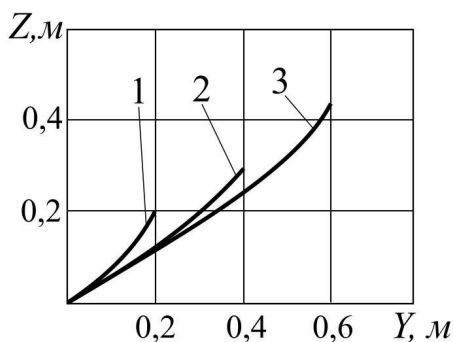
$$\begin{cases} y = \frac{m_2}{m_2 + 1} \cdot \left(\frac{\eta_2}{B_2} \right)^{1/m_2} \cdot \left[h_{p2}^{\frac{m_2+1}{m_2}} - (h_{p2} - Z)^{\frac{m_2+1}{m_2}} \right] + y_{к2} \\ y_{к2} = (H - h_{кр1}^*) \operatorname{ctg}(\alpha_{p2} + \psi_2), \end{cases} \quad (1.61)$$

де ψ_2 – кут сколювання ґрунту в нижньому ярусі ($\psi_2 = a_{\psi_2} + k_{\psi_2} \cdot \alpha_{p2}$, a_{ψ_2}, k_{ψ_2} – коефіцієнти інтерполяції (див. табл. 1.5)); h_{p2} – поточне значення висоти нижнього ярусу.

На рис. 1.19 побудовані оптимальні поздовжні профілі двоярусного ЗРО для трьох різних ґрунтів.



а)



б)

Рис. 1.19. Оптимальні поздовжні профілі двоярусного ЗРО ($b_1=b_2=0,12$ м)

а) – у верхньому ярусі:

- 1 – для напівтвердої глини $V=0,86-2,11(1,0-Z)^{1,5}$
- 2 – для твердого суглинку $V=1,221-2,172(1,0-Z)^{1,5}$
- 3 – для напівтвердого суглинку $V=1,585-2,177(1,0-Z)^{1,5}$

б) – у нижньому ярусі:

- 1 – для напівтвердого суглинку $V=0,191-2,123(0,19-Z)^{1,45}$
- 2 – для твердого суглинку $V=0,406-2,146(0,318-Z)^{1,45}$
- 3 – для напівтвердої глини $V=0,600-1,885(0,45-Z)^{1,43}$

Методологія визначення оптимальних профілів

1. Складаємо розрахункову схему (див. рис. 1.18).
2. Складаємо рівняння рівноваги всіх елементарних сил на координатні осі (1.45).
3. Вибираємо критерій оптимізації (1.46) і визначаємо його функціонал (1.50).
4. Записуємо рівняння Ейлера (1.51) для функціоналу і умову трансверсальності (1.52).
5. Із рівняння Ейлера з урахуванням умови (1.52) визначаємо функцію оптимального поздовжнього профілю у верхньому ярусі (1.56).

6. Визначаємо оптимальне значення координати Z_k із умови трансверсальності (1.58), (1.59).
7. Визначаємо коефіцієнт питомого опору різання у нижньому ярусі k_2 (1.60).
8. Будуємо оптимальний профіль у нижньому ярусі.

1.8. Виробничі випробування кабелеукладача з традиційним однорусним і дворусними ножами



Національний університет
водного господарства
та природокористування

На основі результатів аналітичних досліджень розроблена методика побудови оптимальних поздовжніх профілів дворусних ножів, а також робоча документація для їх виготовлення і проведення виробничих порівняльних випробувань традиційного і дворусного робочого обладнання кабелеукладача КУ-120В.

Дворусна конструкція ножа з криволінійними різальними частинами пройшла порівняльні виробничі випробування при прокладанні кабелю на трасі Мізоч – Рівне. В результаті випробувань установлено, що конструкція дворусного кабелеукладального ножа дозволяє знизити необхідне тягове зусилля кабелеукладача КУ-120В у 1,8...1,9 рази. На ґрунтах II категорії при глибині прокладання кабелю 1,2 м середній опір переміщенню кабелеукладального візка з ножами дворусної і традиційної конструкції з шириною лобової поверхні 0,12 м відповідно дорівнював 103 і 198 кН. Зниження тягового опору склало 48%. Розрахункове значення опору переміщенню дворусного ножа в напівтвердому суглинку II категорії – 98 кН.

У ході випробувань також вивчався вплив робочих процесів на ґрунтове середовище. Для цього в поперечному перерізі щілини по горизонтах через 0,2 м заміряли щільність ґрунту після проходу робочого органа традиційної і дворусної конструкції.

У верхньому ярусі щілина в поперечному перерізі має вигляд трапеції висотою 65 см з основами 13 см внизу і 53...57 см на денній поверхні. По боках ножа утворюються валки висотою біля 23 см і шириною 60...80 см. У нижньому ярусі висотою 55 см щілина має вертикальні стінки з шириною дна – 13 см. Весь поперечний переріз щілини заповнений розпушеним ґрунтом. Крок сколювання елементів стружки у верхньому ярусі – 60 см.

Кабелепрокладальний ніж традиційної конструкції в нижній частині щілини на глибині більше 60 см утворює кротову порожнину, яка майже не заповнена ґрунтом. Успішні спроби вільного витягування кабелю із такої щілини підтверджують сказане. Верхня частина щілини має також вигляд трапеції, заповненої зруйнованим ґрунтом.

По зміні щільності ґрунту в щілині видно, що традиційний ніж кабелеукладача КУ-120В на глибині більше 0,6 м працює за принципом ущільнення ґрунту в бічні стінки щілини, а дворусний ніж розпушує ґрунт по всій її глибині, тим самим забезпечує необхідне менше тягове зусилля.

1.9. Основні принципи створення багатоярусних ґрунтозахисних робочих органів (структурна оптимізація)

Форма і параметри багатоярусних робочих органів залежать від їхнього цільового призначення та параметрів ЛПО, що вкладаються. Так, діаметр ЛПО задає мінімальну ширину щілини і ґрунторозробного інструмента, критичну глибину різання, а отже при заданій глибині укладання ЛПО і мінімальну кількість ґрунторозробних ярусів.



водного господарства
та природокористування

$$Z \geq 1 + \frac{H - h_{кр1}}{h_{кр2}}, \quad (1.62)$$

де H – сумарна глибина різання; $h_{кр1,2}$ – критична глибина різання у верхньому і наступних нижніх ярусах.

Якщо їхня кількість становить три і більше ($Z \geq 3$), то виникає проблема вільного транспортування ґрунту із зони різання нижніх ярусів. Поярусне транспортування всього об'єму ґрунту у верхній ярус призведе до суттєвого його ущільнення і витіснення на денну поверхню стояком ЗРО. Підйом ґрунту із нижніх ярусів на денну поверхню проблематичний через різке погіршення умов транспортування і суттєве підвищення енергоємності робочого процесу при збільшенні глибини щілини. Тому інтуїтивно вибрана багатоярусна конструкція ЗРО без обґрунтованого вибору форми і параметрів ярусів, а також напрямку транспортування ґрунту, не дозволяє уникнути техногенно-екологічних змін у навколишньому середовищі і знизити енергоємність багатоярусного різання.

Для вирішення цієї проблеми в НУВГП розроблені нові принципи створення багатоярусних ЗРО, в яких ширина ярусів збільшується від нижнього ярусу до верхнього закономірно або є незмінною. Робота ярусів базується на принципах незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів, рівності витрат ґрунту в суміжних ярусах і рівності площ поперечного перерізу зрізаного шару ґрунту і прохідних вікон.

Розглянемо суть цих принципів. Робочі процеси при поярусній розробці середовища (в подальшому багатоярусні робочі процеси) і конструкції ЗРО відрізняються залежно від складових частин процесу, його **елементарних операцій: руйнування, формування щілини, транспортування ґрунту і зворотної засипки щілини**. Визначальною операцією при поярусній розробці є транспортування ґрунту, яке здійснюється із зони різання кожного ярусу в напрямку простору з найменшим опором переміщенню. Таким простором може бути денна поверхня або порожнина, штучно підготовлена робочим органом в межах щілини. Від розташування цієї порожнини (напрямку транспортування) залежить вид різання в кожному ярусі (пряме, косе, симетричне, асиметричне) і черговість засипки щілини зрізаними шарами.

Нові принципи здійснення операцій руйнування і транспортування ґрунту, а також формування і засипки щілини базується на наступних положеннях.

1. Подрібнення різального інструменту на ґрунторозробні органи і розміщення їх в просторі повинно проводити таким чином, щоб кожний попередній ґрунторозробний орган створював найбільш сприятливі умови розробки ґрунту для кожного наступного органа (**принцип незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних**) (рис. 1.20).

2. Транспортування ґрунту в напрямку штучно створеної попереднім органом порожнини здійснювати: а) для безвідвальних ЗРО за умови, щоб витрати ґрунту, який поступає на ґрунторозробний орган у нижньому ярусі, не перевищували б витрат ґрунту, який проходить через вікна в суміжному верхньому ярусі (**принцип рівності витрат ґрунту**); б) для відвальних ЗРО за умови, що площа поперечного перерізу зрізаного шару ґрунту не більша площі прохідних вікон у кожному ярусі (**принцип рівності площ**).

Залежно від цільового призначення і агротехнічних вимог до робочого процесу ґрунт можна транспортувати: а) в суміжні вище розміщені яруси без обертання пластів у фронтальній площині (**принцип рівності витрат**); б) скеровано поярусно в порожнину нарізаної щілини із зворотним обертанням пластів у фронтальній площині (**принцип рівності площ**); в) за комбінованим принципом. Реалізація принципів показана на рис. 1.20...1.23.

Вільному (з мінімальним ущільненням) транспортуванню ґрунту безвідвальними робочими органами сприяє створення між боковими стінками щілини і суміжними ґрунторозробними органами прохідних вікон для направлення ґрунту в напрямку порожнини, яка утворена попереднім ґрунторозробним органом. При цьому ґрунт транспортується плоскими або криволінійними направляючими.

З метою зменшення сил тертя шарів ґрунту по направляючих і їхньої підпресовки при русі в між'ярусному просторі, а також енергоємності робочого процесу, останній базується на принципі незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних, які рознесені по вертикалі на величину (див. рис. 1.20):

$$h_k = h_z \left(\operatorname{ctg} \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \beta_{mp} \right)^{Z_{yp} - K} \leq h_{kp}, \quad (1.63)$$

де h_k – висота k -го ярусу; K – його порядковий номер, рахуючи зверху вниз; h_z – висота розробки ґрунту в нижньому ярусі; Z_{yp} , α_p , β_{mp} – відповідно кількість ярусів, кути різання і нахил несучої рами до горизонту в напрямку руху (при рівності $\alpha_p = \beta_{mp}$ маємо рівномірне рознесення ярусів $h_k = h_z$); h_{kp} – критична глибина різання.

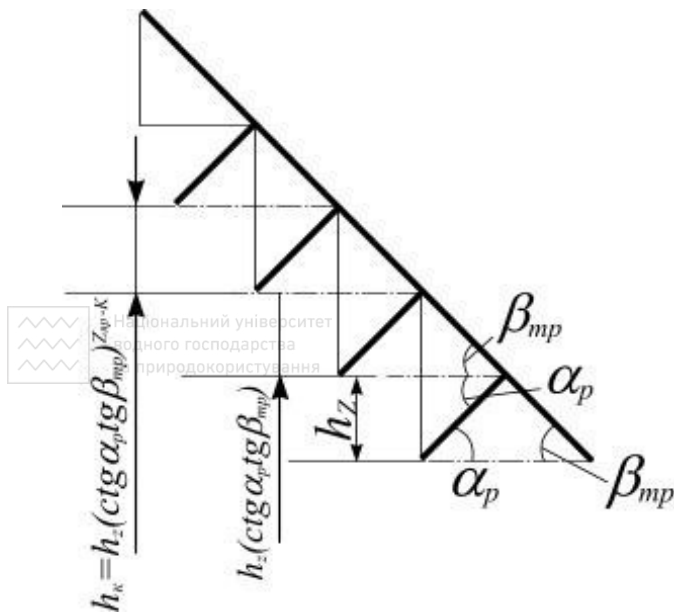


Рис. 1.20. Схема рознесення ґрунторозробних органів у профільній і горизонтальній площинах (принцип незалежності роботи)

одиницю часу в нижньому ярусі, дорівнює добутку площі трапеції $a_z b_z c_z d_z$ (див. рис. 1.21, б), що утворюється різальними кромками 2 двох суміжних ґрунторозробних органів і боковими стінками щілини 6 (площа поперечного перерізу зрізаного шару ґрунту), на переносну швидкість робочого органа ϑ і на природну щільність ґрунту ρ_{np} . Маса ґрунту, яка проходить за той же час через прохідні вікна 5 у суміжному верхньому ярусі між різальними кромками 2, несучою рамою 1 і боковими стінками 6 щілини, дорівнює добутку суми площ $a'b'c'd' + a''b''c''d''$ на відносну швидкість ґрунту ϑ_2 і на щільність ґрунту ρ_{ex} після розробки у нижньому ярусі (на вході і виході із прохідних вікон). Тоді принцип запишемо у такому вигляді:

$$\frac{B_z + B_{z-1}}{2} h_z \vartheta \rho_{np} \leq \left(\frac{B_{z-1} + B_{z-2}}{2} - B_z \right) \frac{h_{z-1}}{\sin \beta_{mp}} \vartheta_2 \rho_{ex}, \quad (1.64)$$

де h_{z-1} – висота другого знизу ярусу.

Площа прохідних вікон регулюється кутом нахилу несучої рами до горизонту β_{mp} .

Така розстановка ґрунторозробних органів на нахилений у напрямку руху рамі виключає можливість перекриття їх проекцій на горизонтальну і фронтальну площини. На основі цього принципу визначається висота ярусів.

Ширина ярусів B_z, B_{z-1}, B_{z-2} і т. д. вибирається на основі принципу рівності масових витрат ґрунту в суміжних ярусах (див. рис. 1.21).

Суть принципу базується на тому, що маса ґрунту, яка надходить на ґрунторозробний орган за

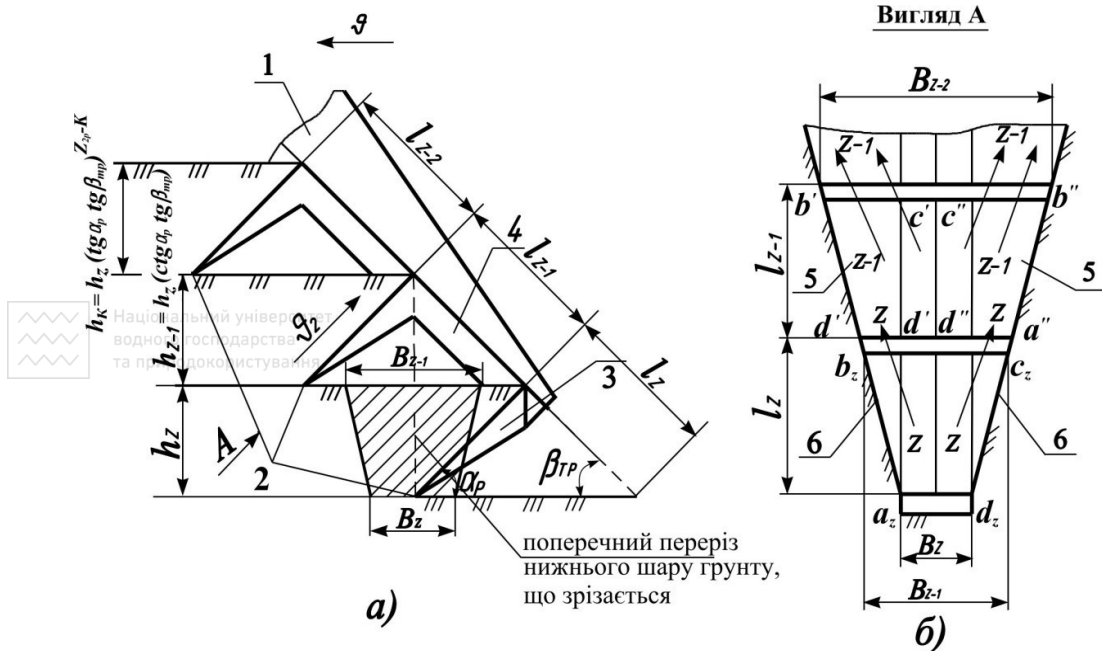


Рис. 1.21. Реалізація принципів незалежності роботи ґрунторозробних органів і рівності витрат ґрунту у суміжних ярусах: а) вигляд збоку; б) вигляд по стрілці А:

1 – рама; 2 – різальні кромки; 3 – ґрутонаправляючі; 4 – клиновидний ґрунторозсікач; 5 – прохідні вікна; 6 – бокові стінки щілини

Зруйнований ґрунт ковзає по направляючій 3 нижнього ярусу, обгинає клиновидний розсікач 4 і через прохідні вікна 5 транспортується з мінімальним ущільненням у верхній суміжний ярус, який звільнений від ґрунту попереднім ґрунторозробним органом. Після чого ґрунт засипає щілину без винесення його на денну поверхню. У наступних верхніх ярусах ґрунт розробляється і транспортується як у нижньому ярусі.

Якщо $\rho_{вх} = \rho_{нр}$, маємо принцип рівності об'ємних витрат ґрунту в суміжних ярусах. Відмінною особливістю принципу є те, що ґрунт, зруйнований і розпушений у нижньому ярусі щільністю $\rho_{вх}$, в процесі транспортування його через прохідні вікна суміжного верхнього ярусу ущільнюється до природної щільності $\rho_{нр}$. Для цього витрачається додаткова енергія на стискання ґрунту і його транспортування.

Проблема керованої поярусної подачі ґрунту відвальними робочими органами вирішена утворенням прохідних вікон у межах кожного ярусу для направлення ґрунту із зони різання в порожнину щілини, що формується. При цьому довжина вікон l не менша ширини ярусу B (ґрунтового пласта), а ширина $(B-b)$ – не менша його висоти h з урахуванням збільшення лінійних розмірів при розробці (див. рис. 1.22).

Щілина формується за принципом багоярусного різання з постійною шириною захвату (симетричного або асиметричного). Зрізані шари ґрунту скеровано транспортують через прохідні вікна 5, за рахунок встановлення

криволінійних відвалів 3. Останні піднімають і повертають шар ґрунту на кут $\pi/2$ у фронтальній площині, зрізаний ножами 1, 2, і направляють у прохідні вікна 5, утворені між суміжними ґрунторозробними органами шириною B , несучою рамою 4 шириною e і бічними стінками 6 щілини, що нарізується.

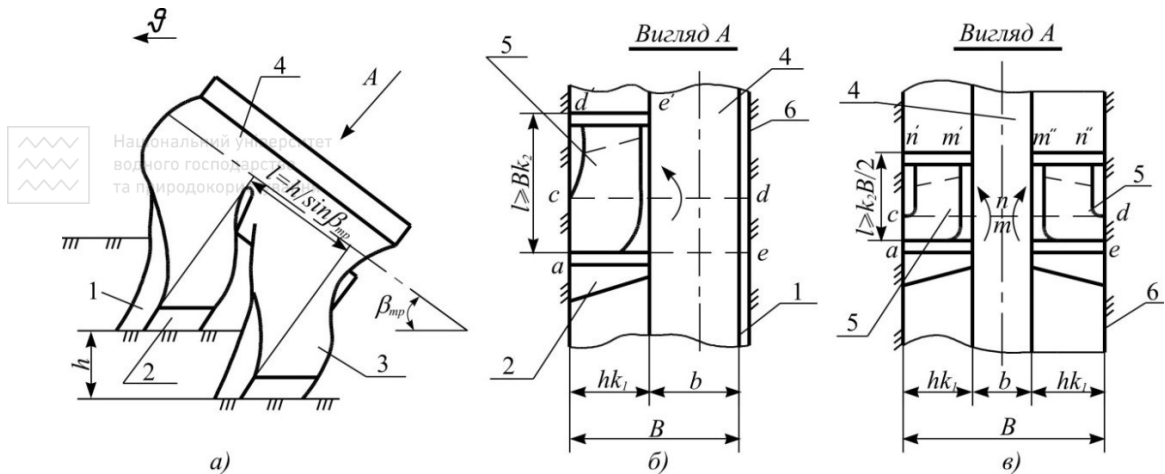


Рис. 1.22. Реалізація принципу рівності площ поперечного перерізу зрізаного шару ґрунту і прохідних вікон у кожному ярусі: а – вигляд збоку; б, в – вигляд по стрілці А відповідно для асиметричного і симетричного руйнування ґрунту:

1 – відрізаючий ніж; 2 – леміш; 3 – відвал; 4 – рама-укладальник;
5 – зрізаний шар ґрунту; 6 – бокова стінка щілини

Прохідні вікна мають ширину $B-e \geq hk_1$ на рис. 1.22, б і $\frac{B-e}{2} \geq hk_1$ на рис. 1.22, в і відповідно довжину $l = \frac{h}{\sin \beta_{тр}} \geq Bk_2$, де: h – висота ярусу

(відстань, на яку рознесені ґрунторозробні органи по вертикалі); $\beta_{тр}$ – кут нахилу несучої рами до горизонту; $k_{1,2}$ – коефіцієнти збільшення лінійних розмірів ґрунтового пласта при розробці.

При цьому площа одного прохідного вікна 5 на рис. 1.22, б або двох прохідних вікон 5 на рис. 1.22, в у кожному ярусі, $F_e = (B-e) \frac{h}{\sin \beta_{тр}}$,

дорівнює або більша площі поперечного перерізу шару ґрунту, який зрізується ножами 1, 2.

Якщо товщина (висота) шару ґрунту дорівнює h , то площа поперечного перерізу цього шару складає $F_1 = Bhk_1k_2$. Беручи до уваги, що розрізаючий ніж 1 на рис. 1.22, в розміщений на осі симетрії підрізаючих ножів 2 і розділяє шар ґрунту, що знімається, на дві рівні частини або смуги, то площа поперечного перерізу кожного шару, який направляється у вікна 5 на рис. 1.22, в дорівнює $F_{1,2} = \frac{B}{2} hk_1k_2$. Далі шар ґрунту обтікає несучу раму 4,

повертається в фронтальній площині на кут $\pi/2$ у зворотному напрямку і укладається в порожнину щілини максимально розпущеним. Робочий процес на рис. 1.22, в, крім іншого, характеризується симетричністю навантаження по фронту розробки ґрунту і, як наслідок, зниженням енергоємності через усунення сил тертя на польовій дошці внаслідок зрівноваження сил по фронту.

Такі принципи створення робочого процесу дозволяють проводити якісну поярусну відвальну обробку ґрунту по глибині і ширині захвату без винесення неродючих шарів на денну поверхню. Це має особливе значення для покращення структури глинистих ґрунтів пластичної консистенції, які не піддаються якісній обробці безвідвальними робочими органами. Крім того, постійна ширина смуги захвату по глибині збільшує об'єм оброблюваного ґрунту, водозахватну і водоакумулюючу властивість щілини. Нахил несучої рами в плузі дозволяє регулювати площу прохідних вікон за рахунок зміни кута β_{TR} , сприяє перемішуванню і оструктуренню ґрунту по глибині, тому що розробка середовища насамперед відбувається у верхньому ярусі.

Принцип 2а доцільно покладати в основу створення ЗРО тоді, коли ступінь розпушеності і оструктурення в зоні дії робочого органа не мають суттєвого значення, а головним є зменшення енергоємності робочого процесу і збереження родючого шару в ґрунтах з твердими включеннями.

Принцип 2б доцільно використовувати тоді, коли основними вимогами є оструктурення і високий ступінь розпушеності важких меліоративних ґрунтів з ілювіальним горизонтом, коли потрібно забезпечити максимальну вологоакумулюючу властивість підорних горизонтів, надійний гідравлічний зв'язок між дренажним улаштуванням і родючим шаром ґрунту та коли агротехнічними вимогами не допускається винесення на денну поверхню неродючих шарів ґрунту.

Комбінований принцип. У деяких випадках, наприклад, коли верхній шар ґрунту засмічений твердими включеннями, які забивають багаторушний плуг та їх потрібно підняти на денну поверхню, раціонально підйомно-транспортуючу направляючу 1 у верхньому ярусі виконати плоскою, розміщеною ортогонально до площини розрізаючого ножа 2 під кутом різання α_p . Під верхнім ґрунторозробним органом 1 розміщені інші ґрунторозробні органи 3 відвального або безвідвального типу (рис. 1.23). Їх принципи створення в третьому (рахуючи зверху вниз) і наступних нижніх ярусах, аналогічні вищеописаним.

Принцип створення робочого органа у верхньому і наступному нижньому ярусах має такі особливості. Верхній ярус розробляється на критичну глибину $h_{кр}$ і транспортується на денну поверхню, а нижній – на глибину h із зворотним обертанням пласта в фронтальній площині і транспортуванням його в порожнину нарізаної щілини. З метою вільного проходження зрізаного шару ґрунту в нижньому ярусі верхній ґрунторозробний орган зміщений відносно нижнього в напрямку руху на величину

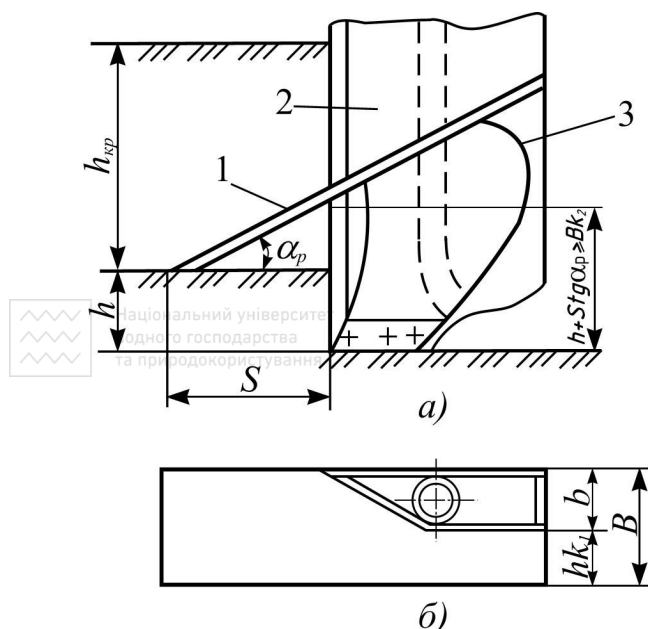


Рис. 1.23. Реалізація комбінованого принципу транспортування ґрунту: а) вигляд збоку; б) вигляд зверху; 1 – підйомно-транспортуюча направляюча; 2 – розрізаючий ніж; 3 – відвал

$S \geq h \left(\frac{Bk_1k_2}{B-\epsilon} - 1 \right) \operatorname{ctg} \alpha_p$ і обидва зміщені по фронту відносно розрізаючого ножа 2 на $(B-\epsilon) \geq hk_1$, як це впливає із рис. 1.23, де ϵ і B – відповідно товщина розрізаючого ножа і ширина захвату ґрунторозробних органів.

Такий принцип створення конструкцій забезпечує відносно невеликий виліт плуга в напрямку його руху, оскільки з'являється можливість розробки верхнього ярусу ґрунту на критичну глибину одним верхнім ґрунторозробним органом замість декількох органів відвального типу. При всіх перевагах робочий процес

виключає можливість відвальної обробки верхнього шару ґрунту.

1.10. Визначення параметрів багатоярусних землерийних робочих органів, що працюють за принципом рівності об'ємних витрат ґрунту

До основних параметрів багатоярусних ЗРО відносять кількість, висоту і ширину ярусів, а також опір їх переміщенню.

З метою зниження сил тертя ґрунту у між'ярусному просторі, а також зменшення енергоємності багатоярусної розробки необхідно, щоб проекції ґрунторозробних органів на фронтальну і горизонтальну площини були відсутні. У цьому випадку висота кожного ярусу визначається за залежністю (1.63).

Кількість ярусів ЗРО визначається із рівності:

$$h_z \sum_{\kappa=1}^z \left(\operatorname{ctg} \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \beta_{TP} \right)^{z-\kappa} = H, \quad (1.65)$$

де h_z – критична глибина різання у нижньому ярусі; κ – порядковий номер ярусу, рахуючи зверху вниз.

Вибір ширини ярусів базується на принципі рівності об'ємних витрат ґрунту, який проходить через ґрунторозробний орган у нижньому і суміжному верхньому ярусах (принцип 2а за умови, що $\rho_{ex} = \rho_{np}$). Визначимо ширину ярусів на прикладі чотириярусного ЗРО ($z=4$) (рис. 1.24). У цьому випадку нерівність (1.64) для принципу 2а має наступний вигляд:

для третього ґрунторозробного органа (рахуючи зверху вниз, $\kappa = z-1 = 3$)

$$\frac{B_z + B_{z-1}}{2} h_z \vartheta \leq \left(\frac{B_{z-1} + B_{z-2}}{2} - B_z \right) \frac{h_{z-1}}{\sin \beta_{TP}} \vartheta_r, \quad (1.66)$$

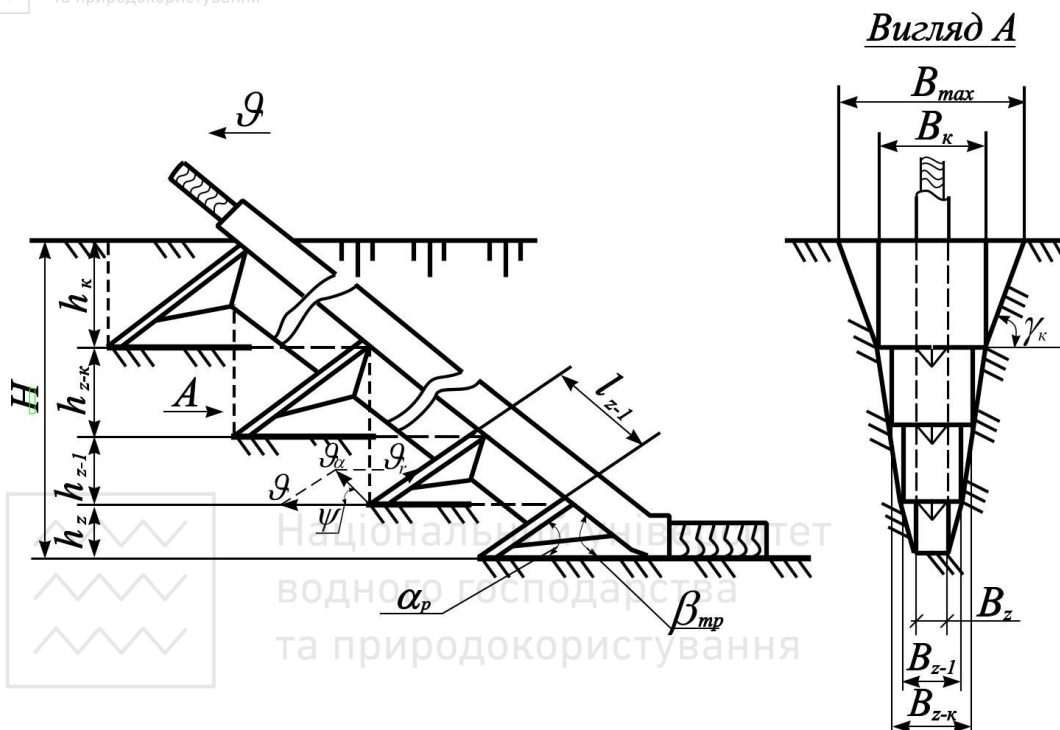


Рис. 1.24. Форма і параметри багоярусного безвідвального ЗРО

для другого ґрунторозробного органа (рахуючи зверху вниз, $\kappa = z - 2 = 2$)

$$\frac{B_{z-1} + B_{z-2}}{2} h_{z-1} \vartheta \leq \left(\frac{B_{z-2} + B_{z-3}}{2} - B_z \right) \frac{h_{z-2}}{\sin \beta_{TP}} \vartheta_r, \quad (1.67)$$

для верхнього ґрунторозробного органа (рахуючи зверху вниз, $\kappa = z - 3 = 1$)

$$\frac{B_{z-2} + B_{z-3}}{2} h_{z-2} \vartheta \leq \left(\frac{B_{z-3} + B_{max}}{2} - B_z \right) \frac{h_{z-3}}{\sin \beta_{TP}} \vartheta_r, \quad (1.68)$$

де B_{max} – максимальна ширина руйнування ґрунту на денній поверхні.

$$B_{max} = B_1 + 2h_z(ctg\alpha_p tg\beta_{mp})^{z-k} ctg\gamma_k = B_1 + 2h_{kp2}(ctg\alpha_p tg\beta_{mp})^3 ctg\gamma_k, \quad (1.69)$$

де γ_k – кут нахилу бічних стінок щілини до горизонту у поперечному перерізі, змінний для кожного ярусу; h_{kp2} – критична глибина різання для блокованого щілинного руйнування ґрунту.

Відомо, що

$$\frac{g_r}{g} = \frac{\sin\psi}{\sin(\alpha_p + \psi)}, \quad (1.70)$$

де g і g_r – переносна і відносна швидкості ґрунту; ψ – кут сколювання ґрунту у поздовжній площині (див. рис. 1.24).

Таким чином, маємо визначену систему (1.66), (1.67) і (1.68), в якій невідомими є параметри B_{z-1} , B_{z-2} , B_{z-3} , причому, $B_{z-3} \geq B_{z-2} > B_{z-1} > B_z$. Мінімальна ширина нижнього ярусу B_z відома, вона обмежена діаметром ЛПО.

У частковому випадку, якщо $\alpha_p = \beta_{mp}$

$$h_{z-1} = h_{z-2} = h_{z-3} = \frac{H}{z}. \quad (1.71)$$

Таким чином можна визначити ширину ярусів ЗРО з будь-якою кількістю ґрунторозробних органів Z . На основі приведених залежностей визначені параметри безвідвального, наприклад, чотириярусного робочого органа для розробки твердого суглинку (ґрунт III категорії, $C_{уд} = 8 \dots 15$) при кутах різання та нахилу несучої рами до горизонту 20° , 30° , 40° . Ширина несучої рами і нижнього ґрунторозробного органа $B_4 = 0,18$ м. Результати розрахунків наведені в табл. 1.2.

Аналіз розрахункових даних показав, що параметри робочого органа визначаються загальною глибиною розробки ґрунту, кутами різання та нахилу несучої рами до горизонту. При цьому не кожний варіант конструкції задовольняє умову різання ґрунту в докритичній зоні, забезпечує мінімальні габарити і простоту конструкції. Найбільш простими ЗРО, що працюють за принципом докритичного різання, є варіанти конструкцій, у яких $\alpha_p = \beta_{mp}$. При цьому збільшення загальної глибини розробки ґрунту призводить до зменшення α_p і β_{mp} .

Слід зауважити, що для спрощення подальших розрахунків ширину захвату ґрунторозробних елементів у межах кута різання $\alpha_p = 20^\circ \dots 30^\circ$, можна інтерполювати залежністю:

$$B_k = A_k \alpha_p + D_k, \quad (1.72)$$

де A_k , D_k – коефіцієнти інтерполяції, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунту (табл. 1.3).

Таблиця 1.2

Параметри чотириярусного безвідвального ЗРО, який працює за принципом рівності об'ємних витрат ґрунту

Розрахункові параметри	Кут нахилу несучої рами β_{TP} , градус								
	20°			30°			40°		
	Кут різання α_p , градуси								
	20°	30°	40°	20°	30°	40°	20°	30°	40°
Мінімальна ширина різання κ -им елементом, мм									
$\kappa=1$	295	481	-	283	436	-	266	383	727
$\kappa=2$	277	384	-	271	360	-	248	334	480
$\kappa=3$	237	338	-	255	316	-	237	284	450
$\kappa=4$	180	180	-	180	180	-	180	180	180
Глибина різання κ -им елементом, мм									
$\kappa=1$	554	105	-	$h_1>h_{KP}$	421	-	$h_1>h_{KP}$	$h_1>h_{KP}$	337
$\kappa=2$	554	167	-	$h_2>h_{KP}$	421	-	$h_2>h_K$ P	$h_2>h_{KP}$	337
$\kappa=3$	554	265	-	$h_3>h_{KP}$	421	-	$h_3>h_K$ P	612	337
$\kappa=4$	554	421	-	554	421	-	554	421	337
Сумарна глибина різання, мм									
	2216	958	-	-	1684	-	-	-	1348

Примітка: параметри розраховані для найбільш ймовірних важких ґрунтових умов роботи (ґрунт – твердий суглинок).

Таблиця 1.3

Значення коефіцієнтів інтерполяції для визначення ширини захвату чотириярусного ЗРО за залежністю (1.72)

Тип ґрунту	A_1 , м/рад	D_1 , м	A_2 , м/рад	D_2 , м	A_3 , м/рад	D_3 , м
Твердий суглинок	+1,246	-0,164	+0,601	+0,071	+0,606	+0,016
Твердий супісок	+1,343	-0,195	+0,533	+0,061	+0,608	+0,057
Напівтверда глина	+0,978	-0,084	+0,532	+0,085	+0,481	+0,077
Помилка інтерполяції, %	твердий суглинок $\leq 11\%$ твердий супісок $\leq 10\%$ напів. тверда глина $\leq 12\%$		твердий суглинок $\leq 6,7\%$ твердий супісок $\leq 10,9\%$ напів. тверда глина $\leq 2,7\%$		твердий суглинок $\leq 4,7\%$ твердий супісок $\leq 11,5\%$ напів. тверда глина $\leq 5,0\%$	

1.11. Визначення параметрів багатоярусних землерийних робочих органів, що працюють за принципом рівності масових витрат ґрунту

Багатоярусні ЗРО для прокладання підземних комунікацій, які створені на основі принципу рівності об'ємних витрат ґрунту у суміжних ярусах (див. п. 1.10), мають той недолік, що ущільнюють зруйнований у нижньому ярусі ґрунт до природної щільності у суміжному верхньому ярусі. Це потребує додаткових енерговитрат.

Для дослідження необхідних витрат енергії на ущільнення зруйнованого ґрунту до природної щільності і оптимізації параметрів багатоярусних ЗРО з метою мінімізації тягового зусилля замінимо принцип рівності об'ємних витрат на принцип рівності масових витрат ґрунту в суміжних ярусах (1.64).

З метою спрощення визначення ширини ярусів і подальших досліджень, в основу створення багатоярусних ЗРО покладено умову, що кут нахилу бічних стінок щілини до горизонту у поперечному перерізі, незалежно від ярусу, несуттєво змінюється ($\gamma_k = \text{const}$, див. рис. 1.24), а руйнування і транспортування ґрунту здійснюються за принципом (1.64).

Котангенс кута γ_k у нижньому і суміжному верхньому ярусах для рівномірного рознесення ярусів по вертикалі відповідно до залежності (1.63) $h_k = h_z = h$ (для $\alpha_p = \beta_{mp}$) дорівнює:

$$\text{ctg} \gamma_k = \frac{B_{z-1} - B_z}{2h} = \frac{B_{z-2} - B_{z-1}}{2h} = \text{const}, \quad (1.73)$$

звідки

$$B_{z-1} = \frac{B_z + B_{z-2}}{2}. \quad (1.74)$$

Із рівності (1.64) з урахуванням (1.74) і відношення (1.70) маємо:

$$B_{z-2} = \frac{1 + \Theta}{\Theta - 1/3} B_z, \quad (1.75)$$

де $\Theta = \frac{\rho_{ex} \sin \psi}{\rho_{np} \sin \beta_{mp} \sin(\alpha_p + \psi)}$; ρ_{np} , ρ_{ex} – відповідно природна щільність і щільність зруйнованого ґрунту на вході у прохідні вікна суміжного верхнього ґрунторозробного органа ($\rho_{np} / \rho_{ex} = k_p$ – коефіцієнт розпушення ґрунту).

Тоді

$$B_{z-1} = \frac{\Theta + 1/3}{\Theta - 1/3} B_z; \quad (1.76)$$

і

$$\text{ctg} \gamma_k = \frac{B_z}{(3\Theta - 1)h}. \quad (1.77)$$

Після проміжних перетворень ширина будь-якого ґрунторозробного ярусу зверху вниз, дорівнює

$$B_{\kappa} = B_z + 2h(z - \kappa) \operatorname{ctg} \gamma_{\kappa} = \left[1 + \frac{2(z - \kappa)}{3\Theta - 1} \right] B_z, \quad (1.78)$$

де $z \geq \frac{H}{h}$; H – проектна глибина щілини, що розробляється.

Залежність (1.78) суттєво спрощує подальші дослідження і розрахунки порівняно із системою (1.66), (1.67) і (1.68), яка, крім того, не дає можливості оптимізувати параметри багатоярусних ЗРО класичними методами.

Дослідимо вплив щільності й швидкості транспортування ґрунту на ширину ярусів багатоярусного ЗРО.

У випадку деформування шару ґрунту стисканням у деформуючій камері (регулюється розмірами прохідних вікон) щільність ґрунту на виході прохідних вікон буде збільшуватися на певну величину від $\rho_{вх}$ до $\rho_{вих}$, а швидкість зміниться від \mathcal{G}_r до \mathcal{G}_e . Тоді параметр Θ у формулах (1.75...1.78) визначиться із залежності:

$$\Theta = \frac{\mathcal{G}_e}{\mathcal{G} \sin \beta_{mp}} \cdot \frac{\rho_{вих}}{\rho_{np}}. \quad (1.79)$$

На рис. 1.25 і 1.26 приведені графічні залежності, побудовані за вище приведеними аналітичними залежностями. Показані залежності співвідношення ширин багатоярусного ЗРО від кількості ярусів, швидкостей розробки, транспортування ґрунту через прохідні вікна у розпушеному (див. рис. 1.25) й ущільненому (див. рис. 1.26) станах.

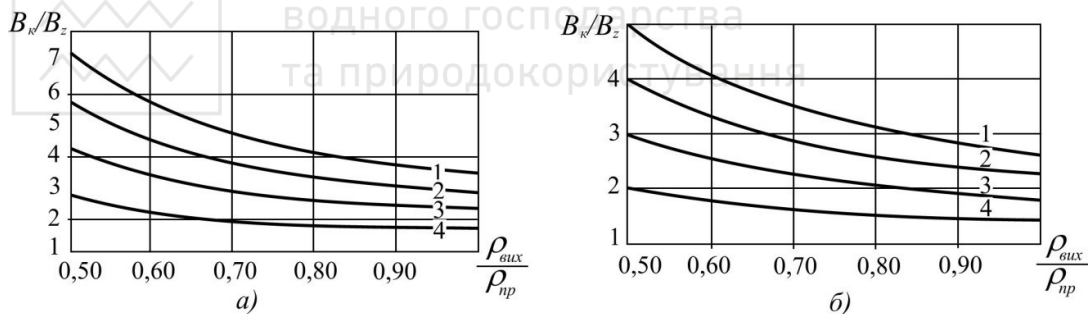


Рис. 1.25. Залежність відношення ширини ярусів багатоярусного ЗРО від щільності ґрунту на виході із прохідних вікон ($\alpha_p = \beta_{tp} = 30^\circ$):

а) – для $\frac{\mathcal{G}_e}{\mathcal{G}} = \frac{\mathcal{G}_r}{\mathcal{G}} = 0,75$; б) – для $\frac{\mathcal{G}_e}{\mathcal{G}} = 1,0$:

1) $\frac{B_1}{B_z}$ для $z=5$; 2) $\frac{B_2}{B_z}$ для $z=5$; $\frac{B_1}{B_z}$ для $z=4$;

3) $\frac{B_3}{B_z}$ для $z=5$; $\frac{B_2}{B_z}$ для $z=4$; $\frac{B_1}{B_z}$ для $z=3$; 4) $\frac{B_4}{B_z}$ для $z=5$; $\frac{B_3}{B_z}$ для $z=4$; $\frac{B_2}{B_z}$ для $z=3$

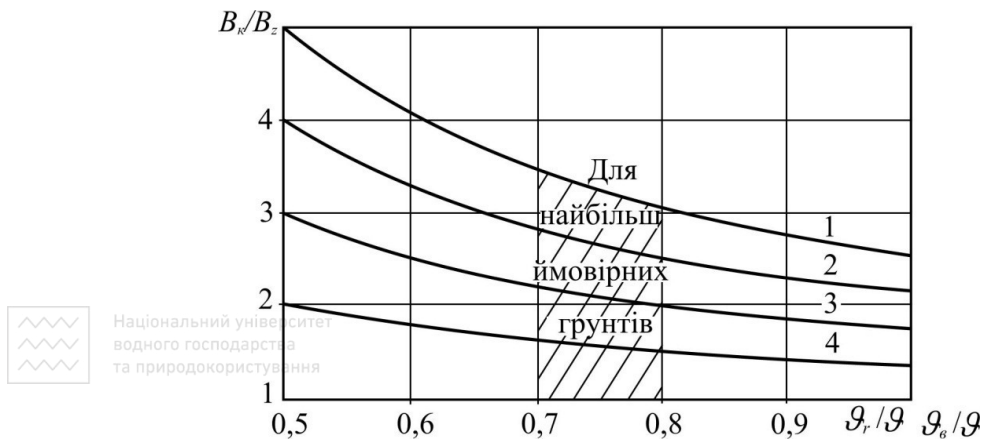


Рис. 1.26. Залежність відношення ширини ярусів багатоярусного ЗРО від співвідношення швидкостей розробки і транспортування ґрунту через прохідні вікна ($\alpha_p = \beta_{mp} = 30^\circ$; $\rho_{вих} = \rho_{пр}$):

$$\begin{aligned}
 1) - \frac{B_1}{B_z} \text{ для } z=5; \quad 2) - \frac{B_2}{B_z} \text{ для } z=5; \quad \frac{B_1}{B_z} \text{ для } z=4; \\
 3) - \frac{B_3}{B_z} \text{ для } z=5; \quad \frac{B_2}{B_z} \text{ для } z=4; \quad \frac{B_1}{B_z} \text{ для } z=3; \\
 4) - \frac{B_4}{B_z} \text{ для } z=5; \quad \frac{B_3}{B_z} \text{ для } z=4; \quad \frac{B_2}{B_z} \text{ для } z=3
 \end{aligned}$$

Для всіх варіантів багатоярусного ЗРО можна приймати $B_1=B_2$, тому що у верхньому ярусі формується трапецеїдальна щілина із природними розвалами бічних стінок, об'єм якої дозволяє прийняти об'єм ґрунту у розпушеному стані, зруйнований у суміжному нижньому ярусі.

Аналіз графічних залежностей на рис. 1.25 показує, що **ширина ярусів при ущільненні ґрунту на виході із прохідних вікон деформуючих камер зменшується, тобто і сила на різання ґрунту логічно повинна зменшуватися. З іншої сторони, ущільнення зруйнованого ґрунту багатоярусним ЗРО у процесі транспортування його через деформуючі камери призводить до збільшення енерговитрат на транспортування ґрунту.** Тому потрібно дослідити темпи змін питомих сил багатоярусного різання, а також від переформатування і ущільнення шарів ґрунту у деформуючих камерах.

Із рис. 1.26 видно, що розміри прохідних вікон суттєво залежать від співвідношення швидкостей руху ґрунту на вході і виході деформуючої камери. Ширину ярусів можна зменшити за рахунок збільшення швидкості руху ґрунту на виході із прохідних вікон, але це призведе до зайвих витрат енергії на прискорення ґрунтових мас. Тому для збереження стабільності робочого процесу раціонально зберегти співвідношення швидкостей на вході

і виході із деформуючих камер ($\vartheta_r = \vartheta_0$) у межах $\frac{\vartheta_0}{\vartheta} = \frac{\vartheta_r}{\vartheta} = 0,7 \dots 0,8$ (для найбільш ймовірних ґрунтів).

1.12. Визначення опору переміщенню безвідвальних землерийних робочих органів

Особливістю багатоярусних ЗРО є багатолезовість. Наявність декількох різальних кромок змушує враховувати їх затуплення в процесі виготовлення та експлуатації. На затуплених кромках формуються постійні ґрунтові ядра ущільнення, які призводять до збільшення опору переміщенню ЗРО пропорційно кількості ґрунторозробних елементів. Визначимо сумарний опір переміщенню багатоярусного ЗРО на основі знання довжини лемеша і форми ґрунтового ядра ущільнення. Розрахункові схеми показані на рис. 1.27.

Він складається із опорів статичного різання ($P_c + P_z$), динамічного напору ґрунту P_0 , а також від сил тертя ґрунту по бічних стінках стояка P_0 .

$$P_{\Sigma} = P_c + P_z + P_{np} \cos \alpha_p + P_0 \sin \beta_{mp} + 2P_0 \sin \beta_{mp}, \quad (1.80)$$

де P_c – опір ґрунту сколюванню (руйнуванню); P_z – складова опору від затуплення різальних кромок; P_{np} – опір від підпресовки ґрунту у прохідних вікнах; (якщо підпресовка у прохідних вікнах відсутня, то $P_{np}=0$); α_p – кут різання; β_{mp} – кут нахилу несучої рами до горизонту.

Визначимо кожен з цих складових на стадії заглиблення ЗРО в момент попередньої стабілізації

$$P_c = P_1 + \sum_{K=2}^{Z-1} P_K + P_Z, \quad (1.81)$$

де P_1, P_K, P_Z – горизонтальні складові повного опору ґрунту руйнуванню відповідно в першому, середніх і нижньому ярусах; Z – кількість ґрунторозробних елементів (ярусів). В останньому ярусі ґрунт розробляється на критичну глибину ($h_p = h_{kpz}$). Тому, якщо спроектувати всі сили, які діють у цьому ярусі на леміш, маємо:

$$P_z = q_{cpz} B_z l_{cz} (\sin \alpha_p + f \cos \alpha_p), \quad (1.82)$$

де q_{cpz} – середній тиск ґрунту на леміш у нижньому ярусі; B_z, l_{cz} – відповідно ширина і довжина лемеша в тому ж ярусі; f – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

Найбільший опір виникає на стадії заглиблення в момент попередньої стабілізації процесу різання. В цьому випадку:

$$q_{cpz} \approx 0,5(q_0 + q_{kp}); \quad l_{cz} \approx h_{kp.z} / \sin \alpha_p. \quad (1.83)$$

Тоді

$$P_z = q_{cp.z} B_z h_{kpz} (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_p). \quad (1.84)$$

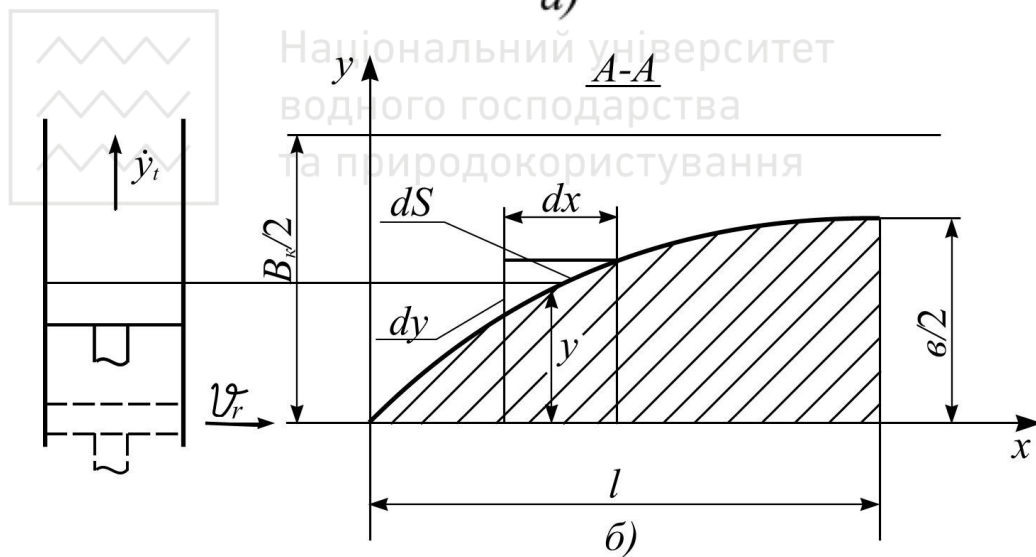
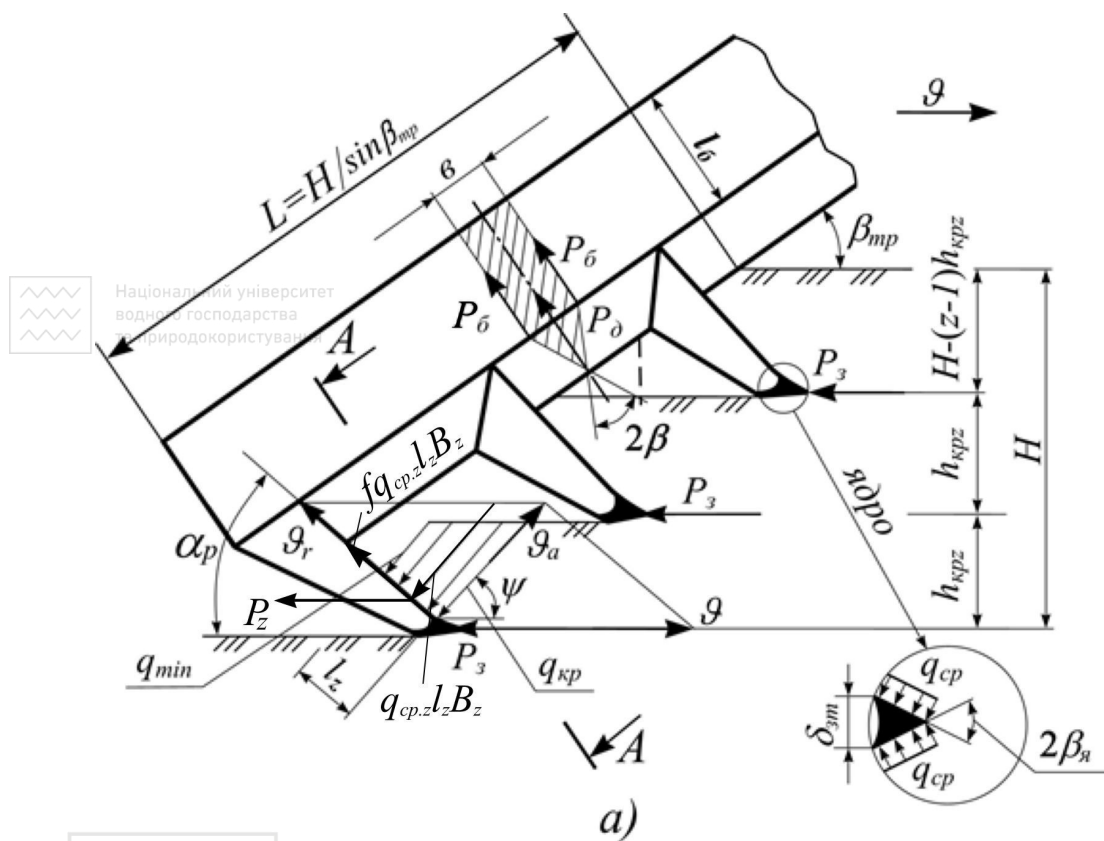


Рис. 1.27. Схеми для визначення зусилля багатоярусного ЗРО:
а) схема дії сил; б) поперечний переріз стояка

Середні ґрунторозробні елементи мають більшу ширину захвату за нижній елемент ($B_K \geq B_Z$). При рівномірній розносці ґрунторозробних елементів по вертикалі на величину h_{kpz} вони здійснюють докритичне різання, тому що $h_{кр.к} > h_{kpz}$, де $h_{кр.к}$ – критична глибина різання у вище розміщених ярусах. З урахуванням сказаного, можна записати:

$$\sum_{\kappa=2}^{Z-1} P_{\kappa} = \sum_{\kappa=2}^{Z-1} q_{кр.к} B_{\kappa} h_{kpz} (1 + fctg \alpha_p), \quad (1.85)$$

де



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$q_{кр.к} = q_0 + 0,5(q_{кр} - q_0) \frac{B_Z}{B_{\kappa}}. \quad (1.86)$$

Глибина розробки ґрунту у верхньому ярусі дорівнює: $h_{p1} = H - (Z-1)h_{kpz}$.

Тому

$$q_{cp1} = q_0 + 0,5(q_{кр} - q_0) \frac{H - (Z-1)h_{kpz}}{h_{kp1}} \quad (1.87)$$

і

$$P_1 = q_{cp1} \cdot B_1 [H - (Z-1)h_{kpz}] (1 + fctg \alpha_p). \quad (1.88)$$

Опір від затуплення різальних кромок для рівномірно розподіленого тиску q_{cp} на ядро ущільнення дорівнює:

$$P_z = \delta_{zt} q_{кр} \sum_{\kappa=1}^Z B_{\kappa}, \quad (1.89)$$

де δ_{zt} – товщина затуплення різальних кромок.

Опір від сил тертя ґрунту по бічних стінках стояка визначений на основі знання активного тиску ґрунту на вертикальну стінку:

$$P_{\phi} = \frac{f \gamma_c H^2}{2 \sin \beta_{mp}} l_{\phi} tg^2 \left(45^\circ - \frac{\phi_0}{2} \right), \quad (1.90)$$

де l_{ϕ} – довжина бічних стінок робочого органа в напрямку руху ґрунту; γ_c – питома сила тяжіння зруйнованого ґрунту; ϕ_0 – кут внутрішнього тертя ґрунту.

При подачі ґрунтового потоку до розсікача на останньому виникає динамічний опір. Для визначення динамічного тиску на стояк використаємо принцип еквівалентності, згідно з яким відносний рух ґрунтового потоку в поперечному напрямку ортогональної площини розсікача в першому наближенні еквівалентний нестационарному руху поршня з швидкістю, яка відповідає закону зміни площі поперечного перерізу розсікача (див. рис. 1.27, б).

Для визначення величини тиску на бічній поверхні розсікача використаємо закон збереження кількості руху. Маса ґрунту, яка приходить у деяку мить часу t в рух у розрахунку на одиницю площі розсікача, дорівнює:

$$M(t) = \frac{\rho_c B_\kappa h_{\kappa p_z} z}{2L \int_0^l \sqrt{1 + \dot{y}_x^2} dx} y(t), \quad (1.91)$$

де ρ_c – щільність зруйнованого ґрунту; l – довжина розсікача.

Застосування до цієї маси ґрунту закону зміни імпульсу визначає тиск на бічній поверхні розсікача:

$$q = \frac{d(M\dot{y}_t)}{dt} = \frac{\rho_c B_\kappa h_{\kappa p_z} z}{2L \int_0^l \sqrt{1 + \dot{y}_x^2} dx} (\dot{y}_t^2 + y \cdot \ddot{y}_t), \quad (1.92)$$

тому що

$$\frac{dy}{dt} = \dot{y}_t; \quad \frac{dx}{dt} = \vartheta_r; \quad \frac{d^2 y}{dt^2} = \ddot{y}_t; \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{d\vartheta_r}{dt} = \alpha_r, \quad (1.93)$$

де ϑ_r , α_r – відносна швидкість і прискорення ґрунтового потоку.

Тоді

$$\frac{dy}{dx} = \dot{y}_x = \frac{\dot{y}_t}{\vartheta_r}; \quad \dot{y}_t = \vartheta_r \dot{y}_x; \quad \frac{d^2 y}{dx^2} = \ddot{y}_x = \frac{\ddot{y}_t}{\alpha_r}; \quad \ddot{y}_t = \alpha_r \ddot{y}_x, \quad (1.94)$$

якщо підставити залежність (1.94) у рівняння (1.92) і врахувати, що

$$L = \frac{H}{\sin \beta_{mp}} = \frac{h_{\kappa p_z} z}{\sin \beta_{mp}},$$

$$\text{маємо } q = \frac{\rho_c B_\kappa \sin \beta_{mp}}{2 \int_0^l \sqrt{1 + \dot{y}_x^2} dx} (v_r^2 \dot{y}_t^2 + \alpha_r y(x) \ddot{y}_x). \quad (1.95)$$

Із рівняння (1.95) видно, що тиск ґрунту на клиновидний розсікач залежить від параметрів ґрунтового потоку, його відносної швидкості і прискорення, а також геометричної форми бічної поверхні розсікача. Перший член у дужках виразу (1.95) – це ударний тиск, а другий член – це поправка на відцентрову силу. В випадку, для сталого руху клиновидного розсікача ($\alpha_r=0$) з плоскими бічними гранями і кутом при вершині 2β ($y=x \operatorname{tg} \beta$):

$$q = \frac{\rho_c B_\kappa \sin \beta_{mp}}{2l} \cos \beta \operatorname{tg}^2 \beta \vartheta_r^2 = \frac{\rho_c B_\kappa}{b} \sin \beta_{mp} \cos \beta \operatorname{tg}^3 \beta \frac{\sin^2 \psi}{\sin^2(\alpha_p + \psi)} v^2, \quad (1.96)$$

де b – товщина розсікача (звичайно $b=B_z$); ψ – кут сколювання ґрунту;

ϑ – робоча швидкість ЗРО.

Оскільки ширина ґрунторозробних елементів B_κ збільшується знизу до верху, тиск на розсікач зростатиме прямо пропорційно в напрямку денної поверхні.

Тоді динамічне зусилля ґрунту в кожному ярусі дорівнює:

$$P_o = q \frac{bH}{z \sin \beta_{mp}} (1 + f \operatorname{ctg} \beta) = \rho_c B_\kappa h_{kpz} \frac{\sin^2 \psi}{\sin^2 (\alpha_p + \psi)} \sin \beta \operatorname{tg} \beta (f + \operatorname{tg} \beta) g^2, \quad (1.97)$$

де f – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

Таким чином, динамічний опір залежить від кута загострення розсікача, розмірів поперечного перерізу ґрунтового потоку, його властивостей і швидкості розробки.

Результати розрахунків складових сили переміщення багатоярусного ЗРО для найбільш ймовірного важкого середовища – твердого суглинку наведені в таблиці 1.4 і на рис. 1.28, 1.29. Аналіз розрахункових даних показав, що максимальне зусилля руйнуванню ґрунту виникає в режимі заглиблення ЗРО. При сталому режимі різання це зусилля зменшується тим більше, чим менші кути різання α_p і нахилу несучої рами до горизонту β_{mp} . У сумарній силі переміщення чотириярусного ЗРО, опір від затуплення різальних кромek складає 10...20%, сила тертя ґрунту по бічних стінках стояка залежно від глибини розробки H_1 , H_2 , H_3 складає від 4 до 16%, складова динамічного зусилля ґрунту при швидкості різання до 1,0 м/с становить тільки 1...2% і 67...70% тягового зусилля витрачається на руйнування ґрунту. Таким чином, **найбільш суттєвими складовими тягового зусилля переміщення багатоярусних ЗРО є сила різання ґрунту, опір від затуплення різальних кромek і сили тертя ґрунту по бічних стінках, які визначають енергоємність багатоярусного робочого процесу.** Для інших типів ґрунтів, незважаючи на зменшення розрахункових значень складових за абсолютною величиною, їх відсоток у сумарному тяговому зусиллі знаходиться у вищевизначених межах.

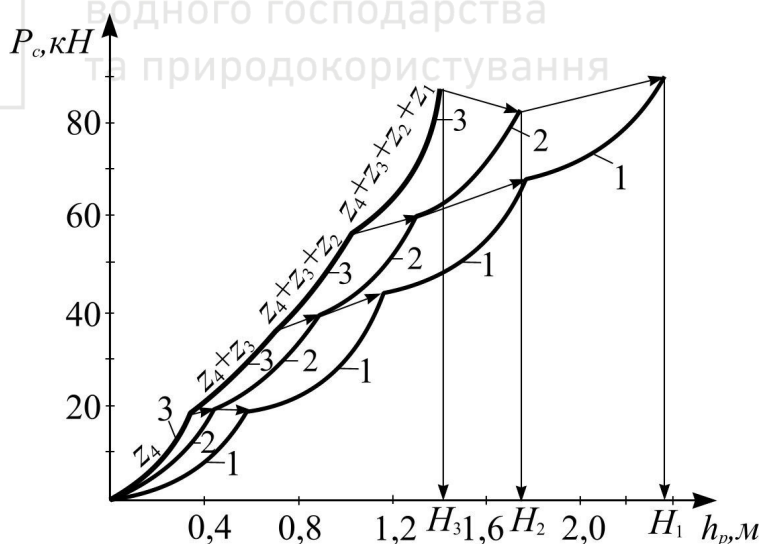


Рис. 1.28. Залежність сили різання від глибини розробки ґрунту чотириярусними ЗРО ($B_4 < B_3 < B_2 < B_1$) для сталого режиму різання (ґрунт – твердий суглинок): 1 – $\alpha_p = \beta_{mp} = 20^\circ$; 2 – $\alpha_p = \beta_{mp} = 30^\circ$; 3 – $\alpha_p = \beta_{mp} = 40^\circ$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

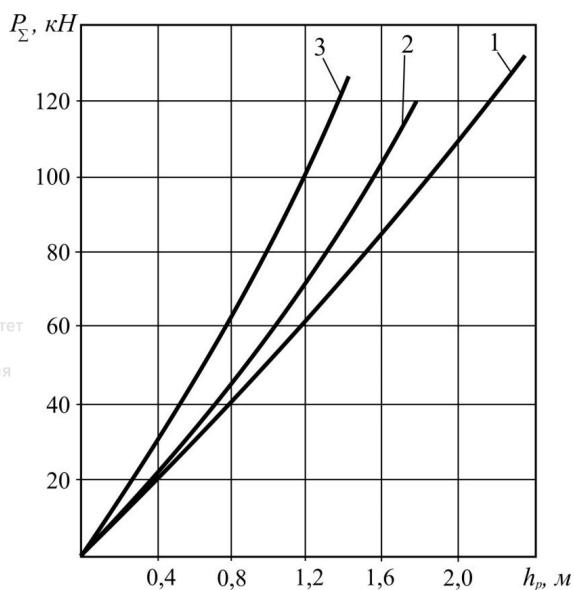


Рис. 1.29. Залежність тягового зусилля переміщення чотириярусного ЗРО від глибини розробки ґрунту (ґрунт – твердий суглинок):
1 – $\alpha_p = \beta_{mp} = 20^\circ$; 2 – $\alpha_p = \beta_{mp} = 30^\circ$; 3 – $\alpha_p = \beta_{mp} = 40^\circ$

Таблиця 1.4

Результати розрахунку складових тягового зусилля переміщення чотириярусного ЗРО у твердому суглинку, кН

Складові тягового зусилля переміщення	Варіант виконання ЗРО ($\alpha_p = \beta_{mp}$)		
	20°	30°	40°
P_{c1}	22,34	22,57	32,30
P_{c2}	23,60	20,1	19,90
P_{c3}	24,44	19,66	17,69
P_{c4}	18,90	19,61	17,37
P_c	89,28	81,94	87,26
$2P_{\phi} \sin \beta_{mp}$	21,6	12,03	5,59
P_{z1}	4,01	5,93	9,89
P_{z2}	3,77	4,90	6,53
P_{z3}	3,22	4,30	6,12
P_{z4}	2,45	2,45	2,45
P_z	13,45	17,58	24,99
$P_{\phi 1} \sin \beta_{mp}$	0,33	0,25	0,18
$P_{\phi 2} \sin \beta_{mp}$	0,43	0,45	0,45
$P_{\phi 3} \sin \beta_{mp}$	0,51	0,51	0,48
$P_{\phi 4} \sin \beta_{mp}$	0,54	0,62	0,73
$\Sigma P_{\phi} \sin \beta_{mp}$	1,81	1,83	1,84
P_{Σ}	126,16	113,38	119,68

1.13. Визначення сумарної сили на багатоярусне різання, транспортування, переформатування і ущільнення шарів ґрунту

Для процесу багатоярусного різання, з одночасним переформатуванням і ущільненням шарів ґрунту у деформуючих камерах, сумарна горизонтальна сила дорівнює:

$$P_{\Sigma \partial \phi} = K_1 \frac{B_z + B_0}{2} H + K_2 \frac{B_z + B_1}{2} (H - h), \quad (1.98)$$

де K_1 – питомий опір багатоярусному різанню; B_z, B_0 – ширина руйнування ґрунту відповідно на дні і на денній поверхні щілини; H – повна глибина різання (глибина щілини); K_2 – питомий опір від переформатування і ущільнення шарів ґрунту у деформуючих камерах (рис. 1.30); h – висота ярусів.

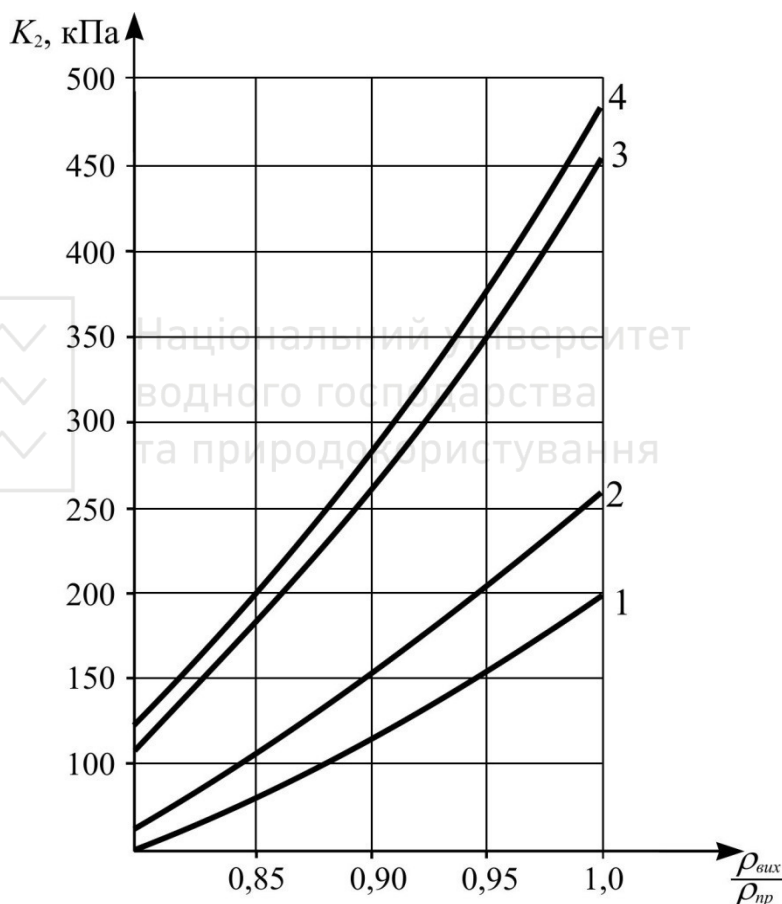


Рис. 1.30. Залежність питомого зусилля деформуванню ґрунтів багатоярусним ЗРО від їх щільності на виході із деформуючих камер:

- 1 – тугопластична глина; 2 – напівтверді суглинок і глина;
3 – твердий суглинок; 4 – твердий супісок

Оскільки трапецеїдальна щілина у поперечному перерізі по всій глибині має постійний кут γ_κ нахилу бічних стінок до горизонту, відповідно можна записати:

$$\operatorname{ctg} \gamma_\kappa = \frac{B_0 - B_z}{2zh} = \frac{B_1 - B_z}{2(z-1)h} = \operatorname{const}, \quad (1.99)$$

де z – число ярусів.

Звідки

$$B_1 = \frac{z-1}{z}(B_0 - B_z) + B_z. \quad (1.100)$$

Тоді вираз (1.98) перепишемо у вигляді:

$$P_{\Sigma \phi} = K_1 \frac{B_z + B_0}{2} H + K_2 \left[B_z + \frac{z-1}{2z}(B_0 - B_z) \right] (H - h). \quad (1.101)$$

Якщо урахувати залежність (1.78), у якій безрозмірний параметр відповідно (1.79) для $\frac{\rho_g}{\rho} = 0,75$ і $\beta_{mp} = 30^\circ$ дорівнює $\Theta = 1,5\nu$, де $\nu = \frac{\rho_{вих}}{\rho_{np}}$ – відношення щільності ґрунту на виході із деформуючих камер до його природної щільності, вираз (1.101) перепишемо наступним чином:

$$P_{\Sigma \phi} = K_1 \left(1 + \frac{z}{4,5\nu - 1} \right) B_z H + K_2 \left[1 + \frac{z-1}{4,5\nu - 1} \right] B_z (H - h). \quad (1.102)$$

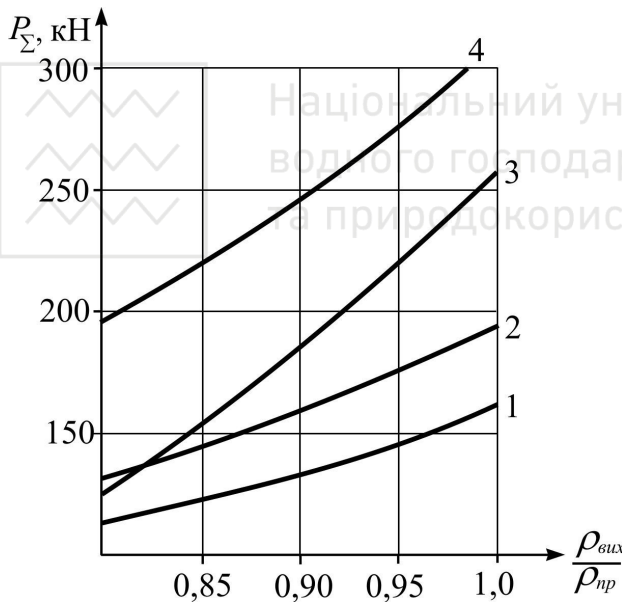


Рис. 1.31. Залежність сумарної сили на багатоярусне різання, переформатування і ущільнення ґрунтів у деформуючих камерах від щільності ґрунту на виході із прохідних вікон: 1 – тугопластична глина; 2 – напівтверді суглинок і глина; 3 – твердий супісок; 4 – твердий суглинок

На рис. 1.31 приведена залежність сумарної сили багатоярусного різання, переформатування і ущільнення шарів різних ґрунтів у деформуючих камерах від щільності ґрунту на виході із прохідних вікон ($z=4$; $B_z=0,2$ м; $H=1,5$ м).

Із рис. 1.31 і залежності (1.102) робимо наступні висновки. Сумарна сила для переміщення багатоярусного ЗРО зростає із збільшенням щільності ґрунту на виході із деформуючих камер. При цьому перша складова на багатоярусне різання зменшується (для одного типу ґрунту $K_1=\operatorname{const}$) внаслідок збільшення ν і

зменшення ширини ярусів (див. рис. 1.25), а друга складова на переформатування і стиснення шарів ґрунту більш інтенсивно зростає внаслідок суттєвого збільшення питомого зусилля K_2 для різних ґрунтів від 0,05 до 0,483 МПа (див. рис. 1.30). Для тих же ґрунтів, як буде показано далі, $K_1=0,085\dots 0,187$ МПа, причому, чим менший коефіцієнт консистенції ґрунту, тим інтенсивніше зростає K_2 .

Тому, з метою зменшення енергоємності багатоярусного руйнування ґрунту, необхідно транспортувати зруйновані шари через деформуючі камери багатоярусного ЗРО без зміни щільності зруйнованого ґрунту, а тільки з переформатуванням шарів ґрунту відповідно до форми прохідних перерізів деформуючих камер.

Порівняння результатів розрахунків на рис. 1.31 і 1.29 вказує на суттєве заниження (майже у два рази) тягового зусилля, отриманого за залежністю (1.80) без урахування зусилля на стискання шарів ґрунту у деформуючих камерах.

1.14. Визначення оптимальних параметрів багатоярусних безвідвальних робочих органів, що працюють за принципом рівності масових витрат ґрунту

До основних параметрів багатоярусних ЗРО, які працюють на принципі рівності масових витрат ґрунту у суміжних ярусах, відносяться висота h і ширина ярусів B_k , кути різання α_p і нахилу несучої рами до горизонту β_{mp} , кількість ярусів z . Для рівномірного рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі $\alpha_p = \beta_{mp}$, ширина ярусів і їх кількість залежать від висоти ярусів. Визначимо оптимальну висоту ярусів, при якій сумарне зусилля переміщенню багатоярусного ЗРО буде мінімальним.

Сумарне зусилля переміщенню багатоярусного ЗРО, який працює без ущільнення ґрунту у деформуючих камерах ($P_{деф}=0$), дорівнює:

$$P_{\Sigma} = P_c + P_z + P_o \sin \beta_{mp} + W_{mp} \cos \alpha_p + 2P_o \sin \beta_{mp}. \quad (1.103)$$

У зв'язку з тим, що сили тертя ґрунту не залежать від висоти ярусу h , а сила динамічного опору P_o при робочих швидкостях до 1,0 м/с становить тільки 1...2% від сумарного опору, оптимізація параметрів ґрунтуватиметься на силі багатоярусного різання із затупленими різальними кромками ($P_c + P_z$). Тоді:

$$P_{\Sigma} = (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_p) \times \left[B_1 \int q_1(h) dh + \sum_{k=2}^{H/h} B_k \int q_k(h) dh + \delta_{зм} q_{сер} (1 + \operatorname{tg} \varphi_0 \operatorname{ctg} \beta_y) \sum_{k=1}^{H/h} B_k \right], \quad (1.104)$$

де B_1, B_k – ширина верхнього і наступних нижніх ярусів; $q_1(h), q_k(h)$ – закони розподілення нормального тиску ґрунту на лобових площинах ґрунторозробних органів по глибині відповідно верхнього і наступних нижніх

ярусів, δ_{zt} – висота затуплення різальних кромек; $q_{сер}$ – середній тиск на бічні грані ґрунтових ядер ущільнення, що формуються на затуплених різальних кромках:

$$q_{сер} = \frac{q_{кр}}{1 + tg\varphi_0 ctg\beta_{я}}, \quad (1.105)$$

де $q_{кр}$ – критичні напруження на ґрунт по його несучій спроможності; φ_0 – кут внутрішнього тертя ґрунту; $2\beta_{я}$ – кут при вершині ґрунтового ядра ущільнення ($2\beta_{я}=45\dots53^\circ$).

З урахуванням залежності (1.105) та лінійного закону розподілення тиску $q_1(h)$ і $q_k(h)$ по глибині ярусів, вираз (1.104) перепишемо у вигляді:

$$P_{\Sigma} = (1 + fctg\alpha_p)B_1 \left[q_0 h + \frac{q_{кр} - q_0}{2a_1 B_1} (tg\alpha_p)^{n_1} k_{неp} \cdot \frac{h^2}{2} \right] + \\ + (1 + fctg\alpha_p) \sum_{\kappa=2}^{H/h} B_{\kappa} \left[q_0 h + \frac{q_{кр} - q_0}{2a_2 B_{\kappa}} (tg\alpha_p)^{n_2} k_{неp} \frac{h^2}{2} \right] + \delta_{zt} q_{кр} \sum_{\kappa=1}^{H/h} B_{\kappa}, \quad (1.106)$$

де q_0 – мінімальний тиск ґрунту на ґрунторозробний орган по висоті ярусу; a_1, n_1, a_2, n_2 – коефіцієнти апроксимації відповідно для верхнього і наступних нижніх ярусів, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Із залежності (1.106) видно, що для заданої глибини розробки (H) опір багатоярусному руйнуванню залежить від кількості ярусів ($z=H/h$) та їхніх параметрів. Із збільшенням висоти ярусів (зменшенням їх кількості) пропорційно залежностям (1.77) і (1.78) збільшується кут γ_{κ} і зменшується ширина ярусів, а отже зменшується лобова площа контакту робочого органа з масивом ґрунту. З іншої сторони із збільшенням висоти ярусів і зменшенням їхньої ширини збільшується тиск на ґрунторозробні органи. Тому існує задача оптимізації визначення параметрів багатоярусного ЗРО.

На рис. 1.32...1.34 наведені характерні залежності сили багатоярусного різання від висоти ярусів для різних ґрунтів і кутів різання α_p . Із них видно, що для кутів різання ґрунторозробних органів $\alpha_p = 20\dots30^\circ$ існує оптимальне значення висоти ярусів, для якої опір багатоярусному різанню – мінімальний. Оптимальна висота ярусів для $H=1,0$ м дорівнює: для $\alpha_p=20^\circ$, $h^*=0,25\dots0,3$ м; для $\alpha_p=30^\circ$, $h^*=0,3\dots0,4$ м; для $H=1,5$ м і $\alpha_p=20^\circ$, $h^*=0,25\dots0,35$ м; для $\alpha_p=30^\circ$, $h^*=0,4\dots0,5$ м; для $H=2,0$ м і $\alpha_p=20^\circ$, $h^*=0,3\dots0,4$ м; $\alpha_p=30^\circ$, $h^*=0,5\dots0,6$ м.

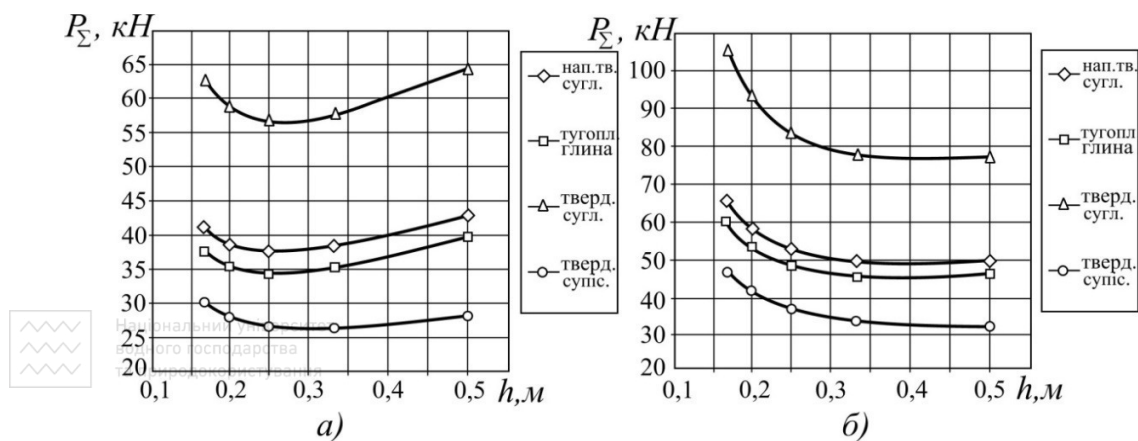


Рис. 1.32. Залежність сили багаторядного різання від висоти ярусів при розробці ґрунтів на глибину 1,0 м: а) – $\alpha_p=20^\circ$; б) – $\alpha_p=30^\circ$

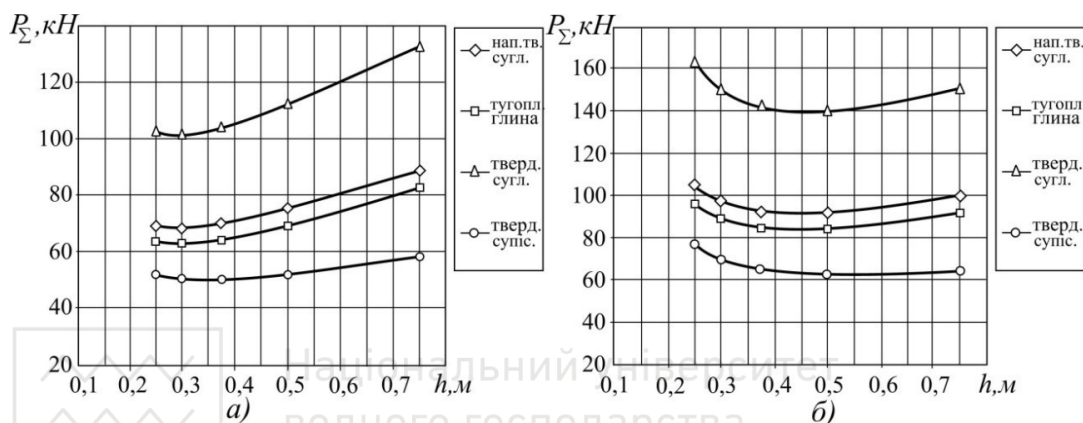


Рис. 1.33. Залежність сили багаторядного різання від висоти ярусів при розробці ґрунтів на глибину 1,5 м: а) – $\alpha_p=20^\circ$; б) – $\alpha_p=30^\circ$

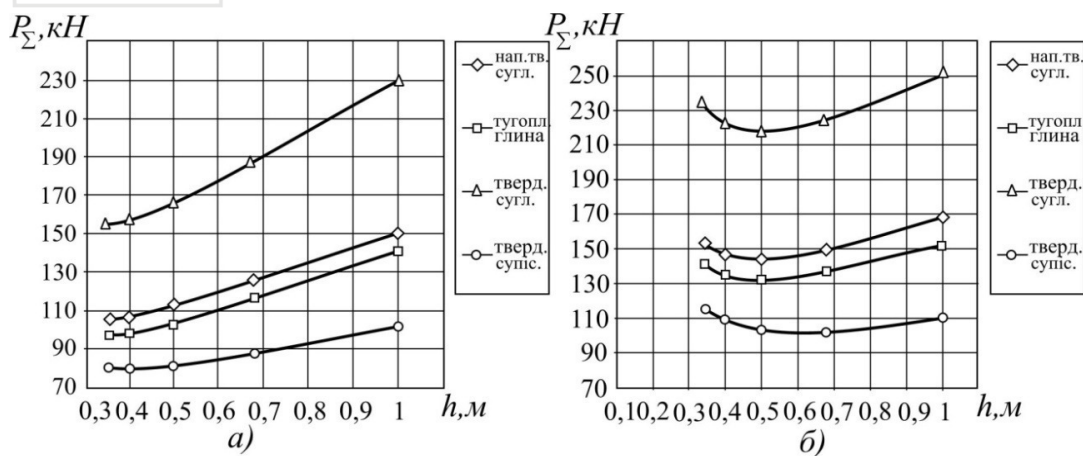


Рис. 1.34. Залежність сили багаторядного різання від висоти ярусів при розробці ґрунтів на глибину 2,0 м: а) – $\alpha_p=20^\circ$; б) – $\alpha_p=30^\circ$

Таким чином, оптимальна висота ярусів збільшується із збільшенням глибини розробки ґрунтів і кута різання ґрунторозробних органів. Для $\alpha_p=20^\circ$ оптимальне значення знаходиться у межах $h^*=0,25...0,4$ м, а для $\alpha_p=30^\circ$ - $h^*=0,3...0,6$ м.

Відшукаємо рівняння, із якого визначимо оптимальну висоту ярусів. Для цього продиференціюємо вираз (1.106) по висоті ярусів (h) з урахуванням (1.78):

$$\frac{\partial P_{\Sigma}}{\partial h} = (1 + fctg\alpha_p) \left[-q_0 \frac{2B_z H}{(3\Theta - 1)} + q_0 B_z + \frac{2q_0(H-h)}{(3\Theta - 1)h} B_z + \frac{q_{кр} - q_0}{2a_1} (tg\alpha_p)^{n_1} k_{неp} h \right] +$$

$$+ (1 + fctg\alpha_p) \sum_{\kappa=2}^{H/h} \left[-q_0 \frac{2B_z H}{(3\Theta - 1)h} + q_0 B_z + \frac{2q_0(H-\kappa h)}{(3\Theta - 1)h} B_z \right] + (1 + fctg\alpha_p) \times$$

$$\times \frac{q_{кр} - q_0}{2a_2} (tg\alpha_p)^{n_2} k_{неp} \left(\frac{H}{2} - h \right) - \sum_{\kappa=1}^{H/h} \frac{2\delta_{зм} q_{кр} B_z H}{(3\Theta - 1)h^2} = 0. \quad (1.107)$$

Після перетворень рівняння (1.107) отримаємо рівність для визначення оптимального значення висоти ярусів h^* :

$$\frac{q_{кр} - q_0}{2a_1} (tg\alpha_p)^{n_1} k_{неp} h^* + \frac{q_{кр} - q_0}{2a_2} (tg\alpha_p)^{n_2} k_{неp} \left(\frac{H}{2} - h^* \right) + \sum_{\kappa=2}^{H/h^*} q_0 \left(1 - \frac{2\kappa}{3\Theta - 1} \right) B_z =$$

$$= \frac{2\delta_{зм} q_{кр}}{(1 + fctg\alpha_p)(3\Theta - 1)} \cdot \frac{B_z H^2}{(h^*)^3} - q_0 \left(1 - \frac{2}{3\Theta - 1} \right) B_z. \quad (1.108)$$

Рівняння (1.77), (1.78) і (1.108) дозволяють визначити оптимальні параметри багатоярусних ЗРО, які працюють на принципі рівності масових витрат ґрунту у суміжних ярусах.

Питома сила багатоярусного різання визначена як відношення сили багатоярусного різання до площі поперечного перерізу щілини, що утворюється:

$$K_1 = \frac{P_c + P_3}{\frac{B_z + B_0}{2} H}. \quad (1.109)$$

Мінімальні значення питомої сили багатоярусного різання дорівнюють: для напівтвердого суглинку - $K_1=0,132$ МПа; для твердого суглинку - $K_1=0,187$ МПа; для твердого супіску - $K_1=0,085$ МПа; для тугопластичної глини - $K_1=0,120$ МПа.

1.15. Польові випробування багатоярусних безвідвальних землерийних робочих органів

Для реалізації лабораторно-польових досліджень виготовлений чотириярусний робочий орган безтраншейного укладача підземних трубопроводів з параметрами, відповідно до розробленої методики розрахунку, і змонтований на базі трактора Т-170.

Під час проведення польових досліджень також встановлено, що заглиблення трубопроводу можна виконати поступовим заглибленням робочого органа з денної поверхні без приямка. Безтраншейне прокладання трубопроводу методом заглиблення з денної поверхні не потребує подальшої засипки, а борозна, що утворюється після проходження робочого органа, вирівнюється з часом під впливом атмосферних чинників. При нагальній необхідності вирівнювання денної поверхні цього можна легко досягти одноразовим проходом гусениці трактора по борозні.

Після укладання трубопроводу даним робочим органом родючий шар ґрунту зберігається без проведення рекультиваци ґрунту.

У результаті виконання лабораторно-польових досліджень отримано графічні залежності силових характеристик багатоярусного різання ґрунтового середовища від висоти ярусів h та ширин ґрунторозробних органів B при розробці ґрунту (твердий супісок) на глибину 1 м (рис. 1.35).

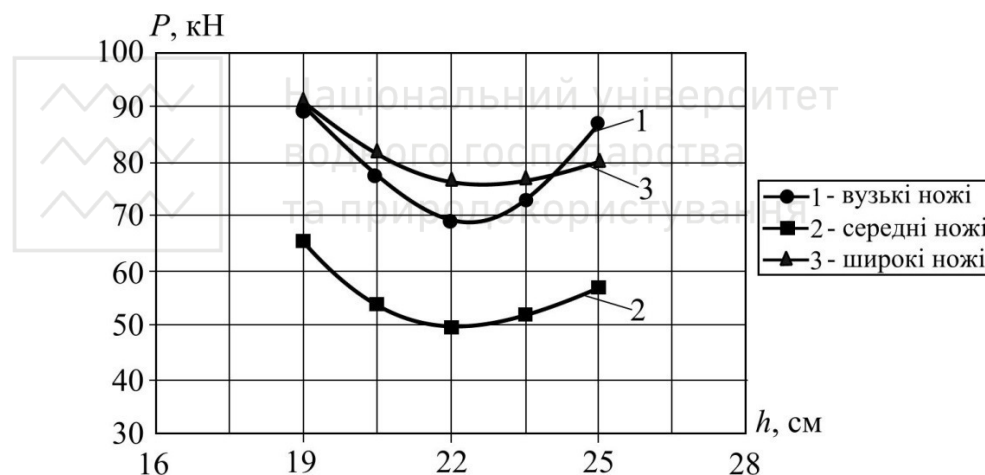


Рис. 1.35. Графічні залежності експериментальних досліджень багатоярусного різання від висоти ярусів h та ширин ґрунторозробних органів B :

1 – вузькі ножі з параметрами: $B_4 = 0,12$ м, $B_3 = 0,19$ м, $B_2 = 0,258$ м,

$B_1 = 0,328$ м; 2 – середні (розрахункові) ножі з параметрами:

$B_4 = 0,12$ м, $B_3 = 0,222$ м, $B_2 = 0,324$ м, $B_1 = 0,426$ м;

3 – широкі ножі з параметрами: $B_4 = 0,12$ м, $B_3 = 0,254$ м, $B_2 = 0,390$ м,

$B_1 = 0,524$ м

Аналіз графічних залежностей (рис. 1.35) показав, що значно менший тяговий опір має дослідний зразок безвідвального багатоярусного землерийного робочого органа з комплектом середніх (розрахункових) ножів: $B_4=0,12$ м, $B_{k-3}=0,222$ м, $B_{k-1}=0,324$ м, $B_k=0,426$ м, що, в свою чергу, підтверджує теоретичні розрахунки. Так, при висоті ярусів $h = 0,19$ м загальний тяговий опір безвідвального багатоярусного ЗРО складає 65,5 кН, при $h = 0,22$ м тяговий опір складає 49,8 кН, а при $h = 0,25$ м тяговий опір складає 57,2 кН. Також видно, що висота ярусів суттєво впливає на опір багатоярусного різання і для всіх комплектів лемешів має оптимальне значення $h = 0,22$ м. Збільшення тягового опору при використанні комплектів вузьких і широких ножів свідчить про те, що в першому випадку збільшуються енерговитрати на ущільнення ґрунту в деформуючих камерах, а в другому випадку – на багатоярусне різання.

Проаналізувавши отримані дані, можна зробити висновок, що мінімальне значення тягового опору $P = 49,8$ кН має чотириярусний ЗРО з ширинами ґрунторозробних органів $B_4 = 0,12$ м, $B_3 = 0,222$ м, $B_2 = 0,324$ м, $B_1 = 0,426$ м та висотою ярусів $h = 0,22$ м.

Таким чином, підтверджено роботоздатність безвідвального багатоярусного робочого органа, визначено опори переміщенню робочого органа з різними параметрами, а також вплив багатоярусного робочого органа на ґрунтове середовище у зоні його дії. Отримані результати вказують на відповідність робочого процесу безвідвального багатоярусного робочого органа вимогам, що пред'являються до розробки ґрунту робочими органами пасивного типу обов'язковими агротехнічними вимогами.

1.16. Визначення оптимальних параметрів багатоярусних землерийних робочих органів відвального типу

При виконанні робочих процесів по будівництву осушувальних дренажних систем, проведенні протиерозійних заходів на схилах з одночасним розущільненням і оструктуренням важких меліоративних ґрунтів з ілювіальним горизонтом найбільш ефективно застосовувати багатоярусні відвальні ЗРО. Для цілеспрямованого проектування таких робочих органів передбачається розробити методику інженерного розрахунку їхніх параметрів на основі нижчепроведених аналітичних досліджень.

Основним технічним параметром укладачів є максимальна глибина укладання ЛПО. Найкращим чином цей параметр реалізується для укладачів з максимальним зчіпним тяговим зусиллям базової машини. Для машин з навісним робочим обладнанням це можливо за умови (1.46) $\Delta = P - \varphi_3 R \rightarrow \min$, де P – опір переміщенню робочого органа; R – додаткове привантаження ходового обладнання тягача вертикальною складовою повного опору; φ_3 – коефіцієнт зчеплення рушія з опорною поверхнею.

різальних елементів
в режимі заглиблення



леміш dN_1 , на
лемеші dT_1 , на
викликають си

переміщенню dT_{on} від привантаження ходового обладнання вертикальною складовою сили різання.

Крім того, на вертикальний розрізаючий ніж діє сила P_{pn} . У результаті проектування сил на осі OX , OY , OZ маємо:

$$dP_y = dN_1 \sin \alpha_p \sin \gamma_{zx} + dT_1 \cos \delta + 2dN_2 \sin \alpha_y \sin \gamma_{zx} + 2dT_2 \cos \delta_y - dN_3 \sin \alpha_3 \sin \gamma_{zx} + dT_3 \cos \alpha_3^* + dT_n + dT_{on}, \quad (1.110)$$

$$dP_x = dN_1 \sin \alpha_p \cos \gamma_{zx} - dT_1 \cos \nu \sin \gamma_{zx} + 2dN_2 \sin \alpha_y \cos \gamma_{zx} - 2dT_2 \cos \nu_y \sin \gamma_{zx} - dN_3 \sin \alpha_3 \cos \gamma_{zx}, \quad (1.111)$$

$$dP_z = dN_1 \cos \alpha_p - dT_1 \sin \nu \sin \alpha_p - dN_3 \cos \alpha_3 - dT_3 \sin \alpha_3^*, \quad (1.112)$$

де α_p – кут між робочою гранню лемеша і площиною XOY у нормальному до різальної кромки перерізу (кут різання); δ , ν – кути між напрямком руху ґрунту на лемеші і відповідно віссю OY та різальною кромкою; α_y , δ_y , ν_y – кути на ґрунтовому ядрі ущільнення аналогічно кутам α_p , δ , ν ; α_3 – кут між задньою гранню лемеша і горизонтом; α_3^* – кут між задньою гранню лемеша і віссю OY ; γ_{zx} – кут нахилу різальної кромки лемеша до напрямку руху в горизонтальній площині (кут захвату).

Елементарні сили і площі визначаємо наступним чином:

$$\begin{aligned} dN_1 &= q_1 F_1; \quad dN_2 = q_2 dF_2; \quad dN_3 = q_3 dF_3; \\ dT_1 &= tg \varphi dN_1; \quad dT_2 = tg \varphi_0 dN_2; \quad dT_3 = tg \varphi dN_3; \\ dT_n &= tg \varphi dP_x; \quad dT_{on} = f_{on} dP_z \end{aligned} \quad (1.113)$$

де dF_1 , dF_2 , dF_3 – елементарні площадки відповідно робочої грані, ядра ущільнення та задньої грані лемеша; q_1 , q_2 , q_3 – середні значення тиску ґрунту на відповідні площадки; φ , φ_0 – кут зовнішнього та внутрішнього тертя ґрунту; f_{on} – коефіцієнт опору переміщенню опор.

$$dF_1 = \frac{h dl}{\sin \alpha_p}; \quad dF_2 = \frac{h_{zm} dl}{2 \sin \alpha_y}; \quad dF_3 = \frac{h_v dl}{\sin \alpha_3}, \quad (1.114)$$

де dl – довжина елементарної ділянки $\left(dl = \frac{dx}{\sin \gamma_{zx}} \right)$; h , h_{zm} , h_v – відповідно рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі, висота затуплення різальної кромки та вертикальне переміщення ЗРО.

Сила, яка діє на вертикальний розрізаючий ніж, дорівнює:

$$P_{p.n} = q_{cp} t_n h (1 + tg \varphi ctg \beta), \quad (1.115)$$

де q_{cp} – середній тиск ґрунту, який діє на бічні грані клиновидного ножа; t_n – товщина ножа; 2β – кут загострення ножа.

Кути δ і ν визначені на основі теореми косинусів і припущення, що у фазі стискання ґрунт рухається в напрямку реалізації максимальної питомої сили різання.

$$\cos \delta = \frac{\sqrt{\cos^2 \alpha_p + \operatorname{ctg}^2 \gamma_{3x}}}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \gamma_{3x}}}; \quad \cos \nu = \frac{\operatorname{ctg} \gamma_{3x}}{\sqrt{\cos^2 \alpha_p + \operatorname{ctg}^2 \gamma_{3x}}};$$

$$\sin \nu = \frac{\cos \alpha_p}{\sqrt{\cos^2 \alpha_p + \operatorname{ctg}^2 \gamma_{3x}}}. \quad (1.116)$$

Аналогічним чином визначаємо кути δ_y , ν_y , через α_y . Кут α_y визначаємо через кут β_y , що характеризує форму ядра ущільнення. Останній утворюється між напрямком руху ґрунту і його проекцією на горизонтальну площину:

$$\sin \alpha_y = \sqrt{\frac{2 - \cos^2 \beta_y - \sqrt{\cos^4 \beta_y - 4 \sin^2 \beta_y \operatorname{ctg}^2 \gamma_{3x}}}{2}}. \quad (1.117)$$

У межах кута захвату $\gamma_{3x} = 50 \dots 90^\circ$ залежність (1.117) апроксимується з помилкою, яка не перевищує 6,8%, лінійною залежністю вигляду:

$$\sin \alpha_y = a_y + k_y \operatorname{ctg} \gamma_{3x}, \quad (1.118)$$

де a_y і k_y – коефіцієнти апроксимації, визначені за методом найменших квадратів ($a_y = 0,408$; $k_y = 0,258$).

Зв'язок між кутами α_3^* , α_3 і γ_{3x} визначаємо залежностями на основі простих геометричних перетворень (див. рис. 1.33).

$$\cos \alpha_3^* = \sqrt{\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \gamma_{3x}}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3 + \operatorname{ctg}^2 \gamma_{3x}}}; \quad \sin \alpha_3^* = \frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3 + \operatorname{ctg}^2 \gamma_{3x}}}. \quad (1.119)$$

Тиск ґрунту на робочий орган змінюється по глибині ярусу згідно з лінійним законом і вздовж лемеша за законом $q = q_{90^\circ} (1 - k_\gamma \operatorname{ctg} \gamma_{3x})$.

Тоді середній тиск дорівнює:

$$q_1 = \left(q_0 + \frac{(q_{kp} - q_0) h k_{nep} \operatorname{tg}^{n_2} \alpha_p}{2 a_2 B} \right) (1 - k_\gamma \operatorname{ctg} \gamma_{3x}), \quad (1.120)$$

де a_2 , n_2 – коефіцієнти апроксимації, які залежать від фізико-механічних властивостей ґрунтів (табл. 1.5); k_γ – коефіцієнт інтерполяції ($k_\gamma = 0,24 \dots 0,26$). Із механіки ґрунтів відомо, що максимально можливий тиск в основі ґрунтового ядра ущільнення на штампі дорівнює критичному значенню q_{kp} по несучій спроможності ґрунту. Тоді середній тиск ґрунту на бічних гранях ядра вздовж лемеша змінюється таким чином:

$$q_2 = \frac{q_{kp}}{1 + \operatorname{tg} \varphi_0 \operatorname{ctg} \beta_y} (1 - k_\gamma \operatorname{ctg} \gamma_{3x}). \quad (1.121)$$

Тиск ґрунту на задню грань ґрунторозробного органа можна прийняти рівним гранично несучій спроможності ґрунту $q_3 = q_{kp}$.

Таблиця 1.5


Значення апроксимуючих та інтерполюючих коефіцієнтів
для різних типів ґрунтів

Тип ґрунту	α_1	n_1	α_2	n_2	$\alpha_{\psi 1}$	$k_{\psi 1}$	$\alpha_{\psi 2}$	$k_{\psi 2}$
Твердий супісок	3,504	0,794	$\frac{1,564}{1,681}$	$\frac{0,658}{0,704}$	0,986	-0,369	0,909	-0,302
Напівтвердий суглинок	2,921	0,711	1,654	0,593	1,175	-0,448	1,130	-0,396
Тугопластична глина	2,635	0,691	1,770	0,540	1,171	-0,429	1,048	-0,280
Твердий суглинок	2,955	0,718	$\frac{1,605}{1,650}$	$\frac{0,592}{0,626}$	1,079	-0,360	0,984	-0,303
Напівтверда глина	2,614	0,702	$\frac{1,659}{1,718}$	$\frac{0,581}{0,548}$	1,107	-0,360	1,024	-0,295

Примітка: індекс „1” – для верхнього ярусу; „2” – для нижніх ярусів; у знаменнику наведені значення для кута розвалу ярусів $\gamma = 80...82^\circ$.

Якщо підставити вирази (1.113...1.121) в залежності (1.110...1.112), а потім у критерій оптимізації (1.46) і врахувати, що по глибині H з ґрунтовим середовищем взаємодіє $Z_{p,o}$ ґрунторозробних органів ($Z_{p,o}=H/h$), то критерій оптимізації можна записати в такому вигляді:

$$\Delta = q_{cp} t_n H (1 + tg \varphi ctg \beta) + \frac{H}{h} \int_0^B \left\{ h \left[q_0 + \frac{(q_{kp} - q_0) h k_{nep} (tg \alpha_p)^{n_2}}{2 a_2 B} \right] (1 - k_\gamma ctg \gamma_{3x}) \times \right. \\ \times \left[\left(1 + \frac{tg \varphi \sqrt{\cos^2 \alpha_p + ctg^2 \gamma_{3x}}}{\sin \alpha_p} \right) + tg \varphi \left(1 - \frac{tg \varphi}{\sin \alpha_p \sqrt{\cos^2 \alpha_p + ctg^2 \gamma_{3x}}} \right) ctg \gamma_{3x} + \right. \\ \left. \left. + (f_{on} - \varphi_3) \left(ctg \alpha_p - \frac{tg \varphi \cos \alpha_p}{\sqrt{\cos^2 \alpha_p + ctg^2 \gamma_{3x}}} \right) \sqrt{1 + ctg^2 \gamma_{3x}} \right] \right\} + \\ + q_{kp} h_{3m} \frac{1 - k_\gamma ctg \gamma_{3x}}{1 + tg \varphi_0 ctg \beta_\gamma} \times \left[\left(1 + \frac{tg \varphi_0 \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_\gamma + ctg^2 \gamma_{3x}}}{\sin \alpha_\gamma} \right) + \right. \\ \left. + tg \varphi \left(1 - \frac{tg \varphi_0}{\sin \alpha_\gamma \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_\gamma + ctg^2 \gamma_{3x}}} \right) ctg \gamma_{3x} \right] -$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$\left[\begin{aligned} & \left(1 - \frac{tg \varphi (1 + ctg^2 \gamma_{3x})}{\sin \alpha_3 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_3 + ctg^2 \gamma_{3x}}} \right) + \\ & - q_{kp} h_v + (f_{on} - \varphi_3) \left(ctg \alpha_3 + \frac{tg \varphi}{\sqrt{1 + \cos^2 \alpha_3 ctg^2 \gamma_{3x}}} \right) \times \\ & \times \sqrt{1 + ctg^2 \gamma_{3x} + tg \varphi ctg \gamma_{3x}} \end{aligned} \right] dx \cdot \quad (1.122)$$

де H – глибина укладання підземного об'єкту; B – ширина захвату.

Після інтегрування виразу (1.122), враховуючи, що $B = hk_1 + b$, де b – ширина трубонаправляючого тракту (див. рис. 1.22), маємо:

$$\begin{aligned} \Delta = & q_{cp} t_n H (1 + tg \varphi ctg \beta) + H (hk_1 + b) \times \left[q_0 + \frac{(q_{kp} - q_0) h k_{nep} (tg \alpha_p)^{n_2}}{2a_2 (hk_1 + b)} \right] A_p + \\ & + \frac{H}{h} (hk_1 + b) q_{kp} h_{3m} A_{\alpha} - \frac{H}{h} (hk_1 - b) q_{kp} h_v A_3, \end{aligned} \quad (1.123)$$

де



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$\begin{aligned} A_p = & (1 - k_{\gamma} ctg \gamma_{3x}) \left[1 + \frac{tg \varphi \sqrt{\cos^2 \alpha_p + ctg^2 \gamma_{3x}}}{\sin \alpha_p} + \right. \\ & + tg \varphi \left(1 - \frac{tg \varphi}{\sin \alpha_p \sqrt{\cos^2 \alpha_p + ctg^2 \gamma_{3x}}} \right) ctg \gamma_{3x} + (f_{on} - \varphi_3) \times \\ & \times \left(ctg \alpha_p - \frac{tg \varphi \cos \alpha_p}{\sqrt{\cos^2 \alpha_p + ctg^2 \gamma_{3x}}} \right) \left. \sqrt{1 + ctg^2 \gamma_{3x}} \right]; \end{aligned} \quad (1.124)$$

$$\begin{aligned} A_{\alpha} = & \frac{1 - k_{\gamma} ctg \gamma_{3x}}{1 + tg \varphi_0 ctg \beta_{\alpha}} \left[\left(1 + \frac{tg \varphi_0 \sqrt{1 - \sin \alpha_{\alpha} + ctg^2 \gamma_{3x}}}{\sin \alpha_{\alpha}} \right) + \right. \\ & + tg \varphi \left(1 - \frac{tg \varphi_0}{\sin \alpha_{\alpha} \sqrt{1 + tg^2 \alpha_{\alpha} + ctg^2 \gamma_{3x}}} \right) ctg \gamma_{3x} \left. \right]; \end{aligned} \quad (1.125)$$

$$A_3 = 1 - \frac{tg \varphi (1 + ctg^2 \gamma_{3x})}{\sin \alpha_3 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_3 + ctg^2 \gamma_{3x}}} + (f_{on} - \varphi_3) \times$$

$$\times \left(ctg \alpha_3 + \frac{tg \varphi}{\sqrt{1 + \cos^2 \alpha_3 ctg^2 \gamma_{3x}}} \sqrt{1 + ctg^2 \gamma_{3x} + tg \varphi ctg \gamma_{3x}} \right). \quad (1.126)$$

Слід зауважити, що критерій оптимізації (1.123) справедливий для розрахункової схеми з постійним ґрунтовим ядром ущільнення, яке формується за умови:

$$ctg \gamma_{3x} \leq tg \varphi + tg \varphi_0. \quad (1.127)$$

У протилежному випадку, якщо $\gamma_{3x} < 45 \dots 54^\circ$ (для найбільш ймовірних ґрунтових умов експлуатації), ядро ущільнення здійснює відносний рух по різальній кромці. Ця відмінність робочого процесу впливає на зміну виразу для визначення коефіцієнта $A_{я}$.

$$A_{я} = (1 - k_{\gamma} ctg \gamma_{3x}) [(1 + tg \varphi ctg \gamma_{3x}) + tg \varphi (ctg \gamma_{3x} - tg \varphi_0)]. \quad (1.128)$$

Числові значення коефіцієнтів A_p , $A_{я}$, A_3 наведені в таблицях додатків (А...І).

Для визначення оптимального значення висоти ґрунторозробних ярусів $h_{яp}^*$ продиференціюємо вираз (1.123) по параметру h .

$$\frac{\partial \Delta}{\partial h} = A_p k_1 q_0 + A_p k_{неp} \frac{(q_{кр} - q_0) (tg \alpha_p)^{n_2}}{2a_2} - \frac{A_{я} h_{3m} q_{кр} b}{h^2} + \frac{A_3 h_v q_{кр} b}{h^2} = 0. \quad (1.129)$$

Звідки

$$\frac{h_{яp}^*}{\sqrt{b}} = \sqrt{\frac{(A_{я} h_{3m} - A_3 h_v) q_{кр}}{A_p k_1 \left[q_0 + \frac{(q_{кр} - q_0) (tg \alpha_p)^{n_2}}{2a_2} \cdot k_{неp} \right]}}}. \quad (1.130)$$

Вираз (1.130) дозволяє визначити рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі при заданих кутах і висоті затуплення різальних кромки.

Для визначення оптимальної у плані форми різальної кромки виразимо критерій оптимізації (1.122) через похідну функцію, яка описує форму різальної кромки $\dot{y} = -ctg \gamma_{3x}$ (див. рис. 1.30).

$$\Delta = \frac{H}{h} \int_0^B \left\{ h \left[q_0 + \frac{(q_{кр} - q_0) h k_{неp} (tg \alpha_p)^{n_2}}{2a_2 B} \right] (1 + k_{\gamma} \dot{y}) \times \right.$$



$$\begin{aligned}
 & \times \left[1 + \frac{tg \varphi \sqrt{\cos^2 \alpha_p + \dot{y}^2}}{\sin \alpha_p} + tg \varphi \left(\frac{tg \varphi}{\sin \alpha_p \sqrt{\cos^2 \alpha_p + \dot{y}^2}} - 1 \right) \dot{y} + \right. \\
 & \left. + (f_{on} - \varphi_3) \left(ctg \alpha_p - \frac{tg \varphi \cos \alpha_p}{\sqrt{\cos^2 \alpha_p + \dot{y}^2}} \right) \sqrt{1 + \dot{y}^2} \right] + \\
 & + q_{kp} h_{\gamma} \frac{1 + k_{\gamma} \dot{y}}{1 + tg \varphi_0 ctg \beta_{\gamma}} \left[\left(1 + \frac{tg \varphi_0 \sqrt{1 - (a_{\gamma} - k_{\gamma} \dot{y}) + \dot{y}^2}}{a_{\gamma} - k_{\gamma} \dot{y}} \right) + \right. \\
 & \left. + tg \varphi \left(\frac{tg \varphi_0}{(a_{\gamma} - k_{\gamma} \dot{y}) \sqrt{1 - (a_{\gamma} - k_{\gamma} \dot{y})^2 + \dot{y}^2}} - 1 \right) \dot{y} \right] - \\
 & - q_{kp} h_{\gamma} \left[\left(1 - \frac{tg \varphi (1 + \dot{y}^2)}{\sin \alpha_3 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_3 + \dot{y}^2}} \right) + (f_{on} - \varphi_3) \times \right. \\
 & \left. \times \left(ctg \alpha_3 + \frac{tg \varphi tg \alpha_3}{\sin \alpha_3 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_3 + \dot{y}^2}} \right) \sqrt{1 + \dot{y}^2} - \dot{y} \cdot tg \varphi \right] \Bigg\} dx \quad (1.131)
 \end{aligned}$$

Екстремальми функціоналу (1.131) є прямі лінії:

$$y = C_1 x + C_2, \quad (1.132)$$

де C_1, C_2 – довільні постійні.

Постійну C_2 визначимо з граничної умови $y|_{x=B} = 0$

$$C_2 = -C_1 B, \quad (1.133)$$

звідки

$$y = C_1 (x - B). \quad (1.134)$$

Таким чином:

$$\dot{y} = C_1. \quad (1.135)$$

Оптимальне значення C_1^* визначається числовими методами на основі функціоналу (1.131). Тоді

$$\gamma_{3x}^* = \arcc tg(-C_1^*). \quad (1.136)$$

Таким чином, **при багатоярусному різанні з заданою (постійною) шириною захвату мінімальний опір забезпечує прямолінійна різальна кромка з кутом захвату $\gamma_{3x}^* = \arcc tg(-C_1^*)$, тобто косе різання, а не лобове.** У першому наближенні оптимальне значення кута для широкого діапазону

глинистих ґрунтів (суглинки і глини напівтвердої та тугопластичної консистенції) інтерполюється залежністю:

$$\gamma_{3\gamma}^* = 80^\circ - 0,5(\alpha_3 - 10^\circ). \quad (1.137)$$

За відомим значенням γ_{zx}^* із залежності (1.130) визначаємо оптимальну величину $h_{яд}^*$. На рис. 1.37 приведені розрахункові значення $h_{яд}^*$ і $h_{яд}^* / \sqrt{b}$.

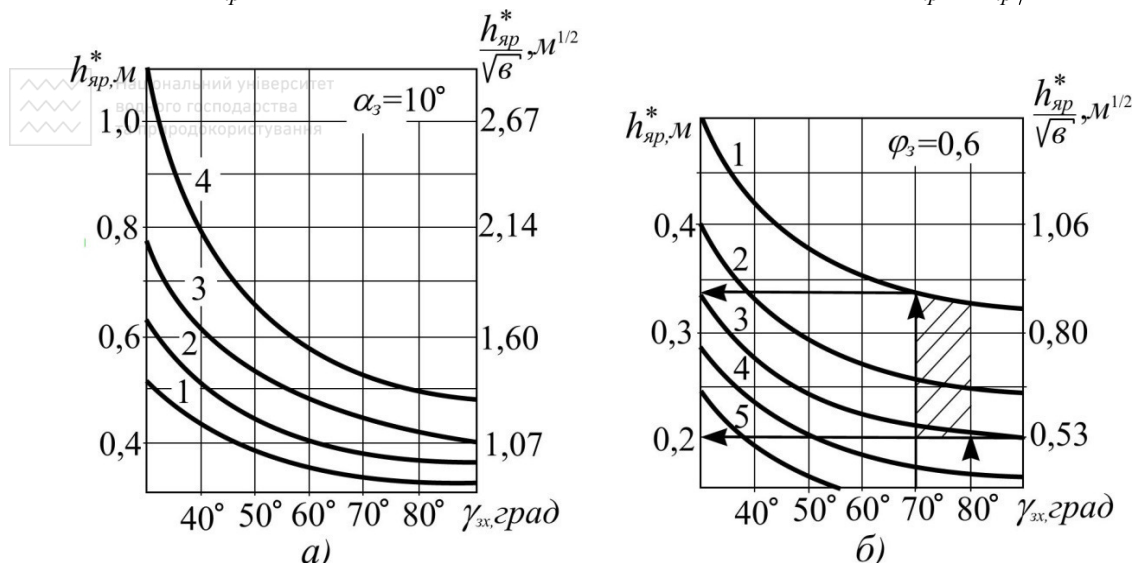


Рис. 1.37. Залежність оптимальної висоти ярусів від кута захвату ґрунторозробних органів:

- а) $-\alpha_3=10^\circ$ б) $-\varphi_{34}=0,6$
 1) $-\varphi_{34}=0,6$; 2) $-\varphi_{34}=0,7$; 1) $-\alpha_3=10^\circ$; 2) $-\alpha_3=15^\circ$;
 3) $-\varphi_{34}=0,8$; 4) $-\varphi_{34}=0,9$; 3) $-\alpha_3=20^\circ$; 4) $-\alpha_3=25^\circ$;
 5) $-\alpha_3=30^\circ$


Із рис. 1.37 випливає, що рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі суттєво залежить від кута захвату, заднього кута і коефіцієнта зчеплення рушія з опорною поверхнею та практично не залежить від типу ґрунту. Для найбільш важких умов експлуатації безтраншейних укладачів по зчепленню рушія з опорною поверхнею ($\varphi_3=0,6$) в межах оптимального значення кута захвату $70...80^\circ$ залежно від заднього кута ($\alpha_3=10...20^\circ$) оптимальна висота ярусу змінюється від 0,2 до 0,33 м.

Сумарний опір переміщенню багатоярусних відвальних ЗРО складається із опорів різанню ґрунтового середовища і поярусного транспортування ґрунтових пластів у напрямку прохідних вікон. Опір різанню можна визначити на основі критерію оптимізації (1.46) або його розгорнутої форми (1.123), покладаючи $\varphi_3 = 0$.

$$\Delta|_{\varphi_3=0} = P_y = A_p H(h_{yp} k_1 + \epsilon) \left[q_0 + \frac{(q_{kp} - q_0) h_{yp} k_{nep} (tg \alpha_p)^{n_2}}{2a_2 (h_{yp} k_1 + \epsilon)} \right] +$$

$$+ (A_{\text{я}} h_{\text{зм}} - A_3 h_{\text{в}}) \frac{H}{h_{\text{яп}}} (h_{\text{яп}} k_1 + \epsilon) q_{\text{кр}} + t_{\text{н}} H (1 + \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \beta) q_{\text{ср}}. \quad (1.138)$$

Опір транспортуванню ґрунту визначають через силу стиснення ґрунтового пласта в перерізі, який відповідає вступу пласта на поверхню відвалу, тому що в цьому перерізі сила стиснення досягає максимального значення. В кінцевому результаті вона дорівнює:

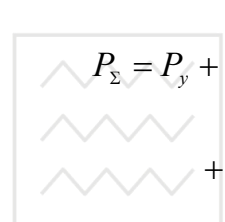


$$T|_{y=0} = - \frac{\gamma B h_{\text{яп}} h_{\text{мп}}}{1 - \operatorname{ff}_0} \left[f \frac{g_r^2}{g h_{\text{мп}}} (\mu_{\kappa} - \mu_0) + 1 + \frac{2f}{\operatorname{tg} \mu_0 + \operatorname{tg} \mu_{\kappa}} \right], \quad (1.139)$$

де γ – питома сила тяжіння ґрунту; $h_{\text{мп}}$ – висота транспортування ґрунту ($h_{\text{мп}} = h_{\text{яп}}$); g_r – відносна швидкість руху ґрунту на відвалі; f, f_0 – коефіцієнти тертя ґрунту відповідно по відвалу і по ґрунту; μ_0, μ_{κ} – кути входження на відвал і виходу ґрунту з відвалу.

Таким чином, сила стиснення пласта зростає із збільшенням площі поперечного перерізу і відносною швидкості пласта, висоти транспортування і кута обхвату відвалом пласта.

Тоді, якщо не враховувати опір від вертикальної і бічної складових сили стиснення пласта, які не можуть суттєво вплинути на опір, то у першому наближенні сумарний опір переміщенню визначимо наступним чином:



$$P_{\Sigma} = P_y + T|_{y=0} \cos \mu_0 = A_p H (h_{\text{яп}} k_1 + \epsilon) \left[q_0 + \frac{(q_{\text{кр}} - q_0) h_{\text{яп}} k_{\text{неп}} (\operatorname{tg} \alpha_p)^{n_2}}{2 a_2 (h_{\text{яп}} k_1 + \epsilon)} \right] +$$

$$+ (A_{\text{я}} h_{\text{зм}} - A_3 h_{\text{в}}) \frac{H}{h_{\text{яп}}} (h_{\text{яп}} k_1 + \epsilon) q_{\text{кр}} + t_{\text{н}} H (1 + \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \beta) q_{\text{ср}} +$$

$$+ \frac{\gamma (h_{\text{яп}} k_1 + \epsilon) h_{\text{мп}}}{1 - \operatorname{ff}_0} \cdot \left[f \frac{g_r^2}{g h_{\text{мп}}} (\mu_{\kappa} - \mu_0) + 1 + \frac{2f}{\operatorname{tg} \mu_0 + \operatorname{tg} \mu_{\kappa}} \right] \cos \mu_0. \quad (1.140)$$

Аналіз розрахунків складових опор переміщенню для твердих супіску, суглинку та для напівтвердих суглинку і глини в межах зміни заднього кута від 10° до 20° показав наступне. **Найбільший відсоток 55...90% у сумарному опорі переміщенню ЗРО складає опір поярусному руйнуванню ґрунту, складова опоры від розрізання ґрунтового масиву становить 7...17%, від затуплення різальних кромки – 6...16%, від тертя задніх граней лемеша по ґрунту при заглибленні ЗРО – $\pm 25\%$. Горизонтальна складова опоры від сили стиснення пластів при здійсненні робочого процесу з швидкістю 0,5 м/с становить не більше 2...5%.**

Залежність сумарного опору переміщенню багатоярусного ЗРО відвального типу при розробці ґрунту на глибину 1,4 м від кута захвату ґрунторозробних органів показана на рис. 1.38. **Мінімальне значення опору 100...390 кН має місце при кутах захвату ґрунторозробних органів 70...80°.** Опір переміщенню для сталого режиму різання менший, ніж для режиму заглиблення ЗРО. Така закономірність характерна для ЗРО, які мають задні кути лемеша 10...15°. Вибором заднього кута лемеша і кута захвату ґрунторозробних органів можна стабілізувати опори переміщенню багатоярусного робочого органу незалежно від режиму різання, що позитивно вплине на динаміку роботи машини. **Вирівнювання опорів настає при задньому куті лемешів 15° (див. рис. 1.32, б, в, г), що раціонально для багатоярусних ЗРО.**

Методологія визначення оптимальних параметрів наступна:

1. Складаємо розрахункову схему (див. рис. 1.36).
2. Проектуємо елементарні сили на три координатні осі і визначаємо сили dP_x, dP_y, dP_z (1.110...1.112).
3. Визначаємо елементарні площі, нормальні тиски і сили, а також сили тертя на лемеші, ґрунтовому ядрі ущільнення і задній грані лемеша (1.113, 1.114).
4. На основі теореми косинусів визначаємо кути між напрямком руху ґрунту на лемеші, ґрунтовому ядрі ущільнення і напрямком руху ЗРО.
5. На основі припущення, що ґрунт рухається в напрямку реалізації максимальної питомої сили різання, визначаємо кути між напрямком руху ґрунту на лемеші, ґрунтовому ядрі ущільнення і різальною кромкою лемеша (1.116...1.118).
6. Шляхом підстановки елементарних сил і визначених кутів у рівняння для сил dP_x, dP_y , і dP_z , їх інтегруванням визначаємо критерій оптимізації $\Delta = P_y - \varphi_z \cdot P_z$ (1.123).
7. Шляхом диференціювання критерію оптимізації визначаємо оптимальну висоту ярусів (1.129, 1.130).
8. Виражаємо критерій оптимізації через похідну функцію, яка описує форму різальної кромки, визначаємо її оптимальну форму у вигляді прямої лінії й оптимальний кут захвату.
9. Визначаємо сумарний опір переміщенню багатоярусного ЗРО відвального типу (1.140).

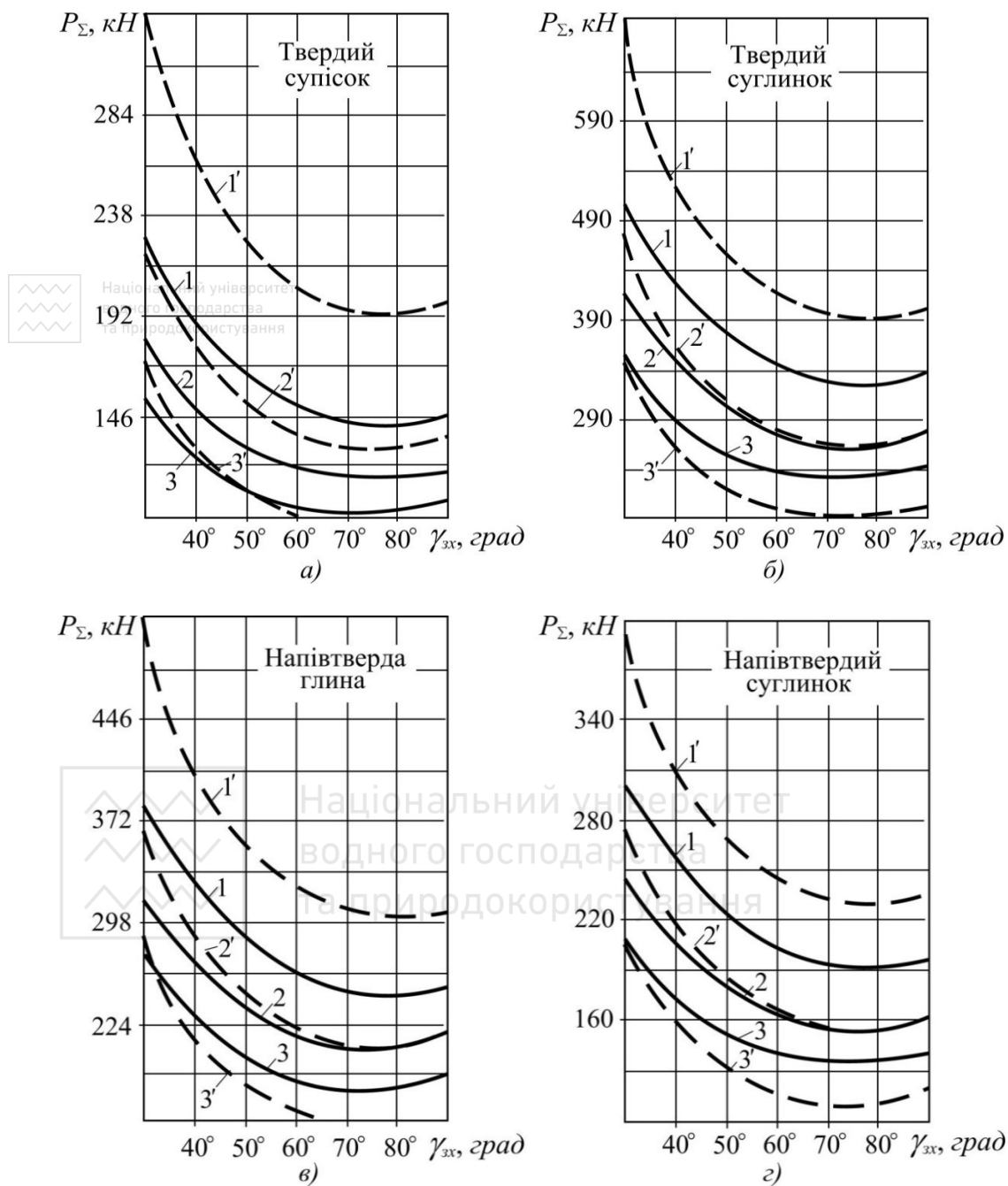


Рис. 1.38. Залежність сумарного опору переміщенню багаторядного відвального ЗРО від кута захвату ґрунторозробних органів:
 а) – для твердого супіску; б) – для твердого суглинка; в) – для напівтвердої глини; з) – для напівтвердого суглинка;
 1, 1' – $\alpha_z = 10^\circ$; 2, 2' – $\alpha_z = 15^\circ$; 3, 3' – $\alpha_z = 20^\circ$;
 ——— для сталого режиму різання; - - - - для режиму заглиблення

1.17. Польові та виробничі випробування багатоярусних відвальних землерийних робочих органів

Результати першого етапу експериментальних досліджень, проведених у кар'єрі Любомирського силікатного заводу (Рівненська обл.), підтвердили теоретичні висновки, що стосуються залежності тягового опору від параметрів багатоярусного робочого органа. Результати досліджень загального і питомого опорів від ширини захвату робочого органа наведені на рис. 1.39.

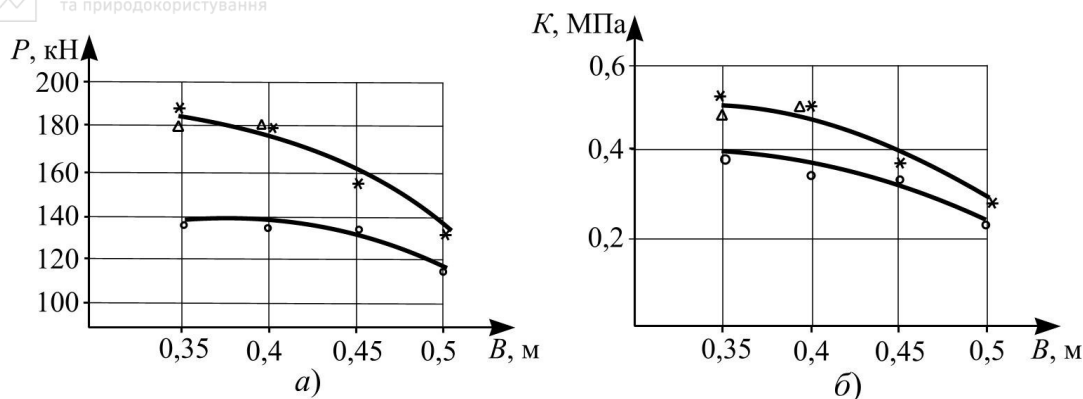


Рис. 1.39. Силкові залежності для багатоярусного робочого органа з постійною шириною захвату:

а) – загального опору; б) – питомого опору.

Δ – Δ – Δ – $h_{яp}=0,2$ м; $*$ – $*$ – $*$ – $h_{яp}=0,25$ м; \circ – \circ – \circ – $h_{яp}=0,3$ м
(грунт: $\sigma_{ст}=0,2...0,57$ МПа, $C_{уд}=3...8$)

Графічний аналіз показав, що при зміні ширини захвату і рознесення ґрунторозробних органів (висоти ярусів) по вертикалі відповідно в межах 0,35...0,50 і 0,2...0,3 м загальний і питомий опори при розробці ґрунту І і ІІ категорії ($\sigma_{ст} = 0,2...0,57$ МПа, $C_{уд} = 3...8$) на глибину 1,0 м змінювалися відповідно від 190 до 110 кН і від 0,55 до 0,22 МПа. Мінімальні значення опорів мали місце при ширині захвату 0,5 м і висоті ярусів 0,3 м. При заглибленні робочого органа більше 1,0 м виникала виглибляюча сил, про що свідчив тиск у штокових порожнинах гідроциліндрів підйому робочого обладнання дреноукладача. Величина цієї сили на штоках гідроциліндрів складала 120...200 кН. Коефіцієнт розпушення ґрунту в щіліні становив: для піску – 1,10...1,20; для супіску – 1,15...1,25; для суглинку – 1,25...1,45; для глини – 1,25...1,40.

Аналіз причин результатів досліджень, які отримані на цьому етапі, дозволив зробити ряд висновків і рекомендацій для проведення експериментів на другому етапі. Однією із причин виглибляючого зусилля на робочому органі є від'ємний кут різання розрізаючого ножа і недостатній задній кут установлення підножових плит. Крім того, за попередніми

експериментальними даними (див. рис. 1.39) можна передбачити існування оптимальних значень ширини захвату і рознесення по вертикалі ґрунторозробних органів. Тому розширювати границі експериментальних досліджень доцільно на другому етапі.

Другий етап досліджень проводився на науково-навчальній базі НУВГП. Попередньо в розрізаючому ножі дослідного зразка в кожному ярусі зроблені вирізи таким чином, щоб усунути від'ємний кут різання, а також виготовлені лемеші з шириною захвату 0,65 м. Результати досліджень другого етапу наведені на рис. 1.40.

Залежність тягового опору від кута нахилу різальної частини до горизонту (див. рис. 1.40) має явно виражене мінімальне значення опору на всіх кривих. Оптимальний кут нахилу різальної частини до горизонту дорівнює $24...25^\circ$ (кут різання і задній кут становлять відповідно $31...32^\circ$ і $11...12^\circ$). При цьому куті мінімальне тягове зусилля для глибини розробки ґрунту 1,4 м залежно від висоти ярусів складає 155...180 кН. Зменшення або збільшення кута нахилу від оптимального значення призводить до зростання тягового опору, оскільки відповідно збільшуються або зменшуються кути різання і задні кути установаження підножевих плит, які суттєво впливають на тяговий опір.

У межах оптимального значення кута нахилу β_{mp} мінімальне значення тягового опору в 155 кН має місце при ширині захвату 0,45...0,50 м (див. рис. 1.40) і рознесенні ґрунторозробних органів по вертикалі 0,25 м (див. рис. 1.40). У цьому випадку тиск у штокових порожнинах гідроциліндрів підйому робочого обладнання досягав 0,1...0,5 МПа, а в поршневих порожнинах гідроциліндрів повороту коромисла дорівнював 1,8...2,2 МПа. Збільшення ширини захвату понад 0,5 м призводить до зростання лобової складової і загального опору.

При зменшенні ширини захвату зростає доля складових опору, які не залежать від ширини лобової поверхні інструменту. А це при незмінній висоті ярусів є причиною збільшення довжини перехідної зони (довжини контакту лобової поверхні робочого органа з ґрунтом непорушеної структури). Крім того, зменшується ширина прохідних вікон ($B-b$), нерівність $B-b \geq h k_1$ порушується, проходить пресування ґрунту у вікнах та їх забивання. При висоті ярусів 0,3 м і більше при незмінній їх ширині також порушується вище приведена нерівність, що призводить до аналогічного результату. Забиваються прохідні вікна і при зменшенні висоти ярусів до 0,15...0,2 м. Внаслідок пресування ґрунту в прохідних вікнах виникає додатковий опір.

Розбіжність між експериментальними і розрахунковими значеннями опору, які отримані на основі моделі (1.140) (див. рис. 1.40), не перевищує 22% для лівої граничної ширини захвату ($B=0,35$ м) і 28% для правої границі ($B=0,65$ м). Найменша розбіжність у 17% має місце при оптимальних параметрах робочого процесу, коли здійснюється принцип

рівності площ і відсутнє пресування ґрунту в прохідних вікнах робочого органа. Значний відсоток розбіжності для граничних точок пояснюється

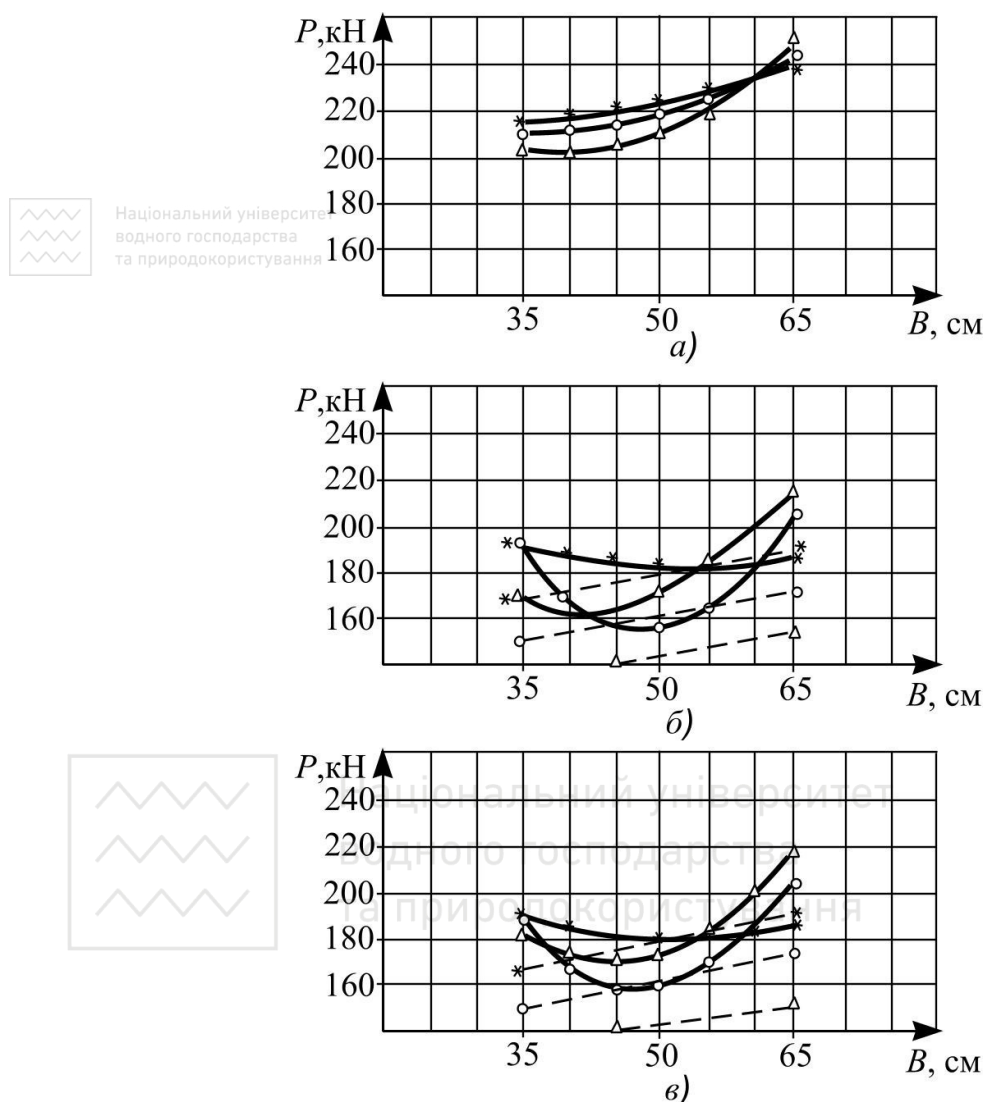


Рис. 1.40. Залежність опору переміщенню багатоярусного робочого органа від ширини його захвату:

(ґрунт: $\sigma_{\text{ст}} = 0,05 \dots 0,85 \text{ МПа}$, $C_{\text{уд}} = 3 \dots 15$)

а) — $\beta_{\text{тр}} = 21^\circ$; б) — $\beta_{\text{тр}} = 23,5^\circ$; в) — $\beta_{\text{тр}} = 26^\circ$.

$\Delta - \Delta - \Delta$ — $h_{\text{яр}} = 0,2 \text{ м}$; $\circ - \circ - \circ$ — $h_{\text{яр}} = 0,25$; $\text{м}^* - \text{м}^* - \text{м}^*$ — $h_{\text{яр}} = 0,3 \text{ м}$.

— — експериментальна; - - - — теоретична

виникненням у ході експериментів додаткового опору від пресування ґрунту. Цей опір не враховує аналітична модель (1.140), оскільки це суперечить суті ґрунтозахисного процесу, який описує модель. Крім того, розбіжність пояснюється відмінністю реального і змодельованого ґрунтового середовища.

Реальний ґрунт характеризується змінними фізико-механічними властивостями як по глибині, так і по довжині смуги захвату, а розрахунки проведені для однорідної моделі ґрунту.

Дослідженнями також встановлено, що перевід гідроциліндрів робочого обладнання із замкнутого положення в плаваюче збільшує максимальну глибину розробки ґрунту від 1,4...1,5 м до 1,7 м. При замкнутому положенні гідроциліндрів робоче обладнання жорстко з'єднане з базовою машиною і мікрорельєф опорної поверхні викликає вертикальні переміщення

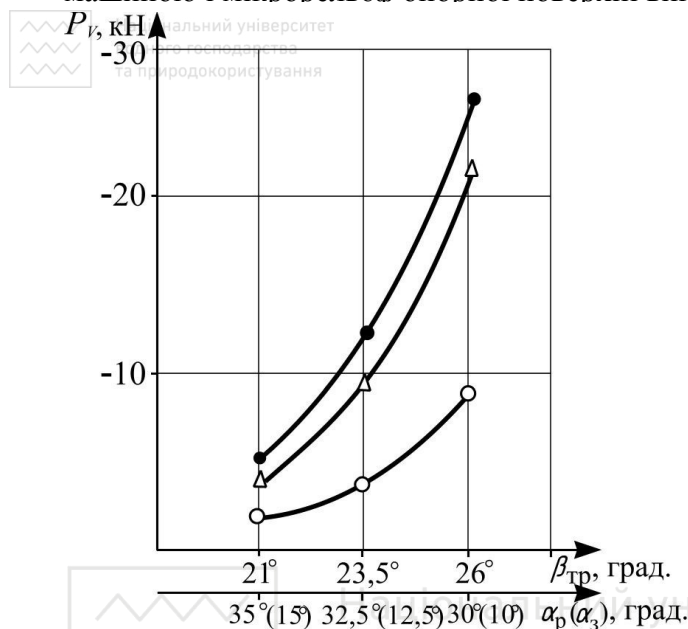


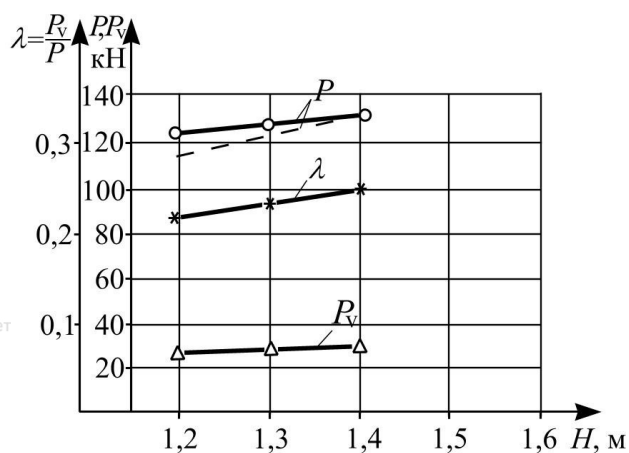
Рис. 1.41. Залежність вертикальної складової повного опору різанню від кута нахилу різальної частини експериментального зразка: (ґрунт: $\sigma_{ст} = 0,2 \dots 0,57$ МПа, $C_{уд} = 3 \dots 8$)
 ○—○—○— $V=0,35$ м; Δ — Δ — Δ — $V=0,45$ м;
 ●—●—●— $V=0,55$ м

багатоярусного робочого органа тим більші, чим більший його виліт. При цьому лемеші задніми гранями опираються на ґрунт, що призводить до часткової втрати зчіпної ваги і тягового зусилля. Залежність вертикальної складової повного опору різанню від кута нахилу різальної частини до горизонту (кута різання і заднього кута) при глибині розробки ґрунту 1,4 м наведена на рис. 1.41. Із неї випливає, що для заданого вильоту дослідного зразка на робочий орган діє виглиблююча сила (вертикальна складова з від'ємним знаком). Ця сила тим більша, чим більша сумарна довжина задніх граней і менший задній кут ґрунторозробних органів.

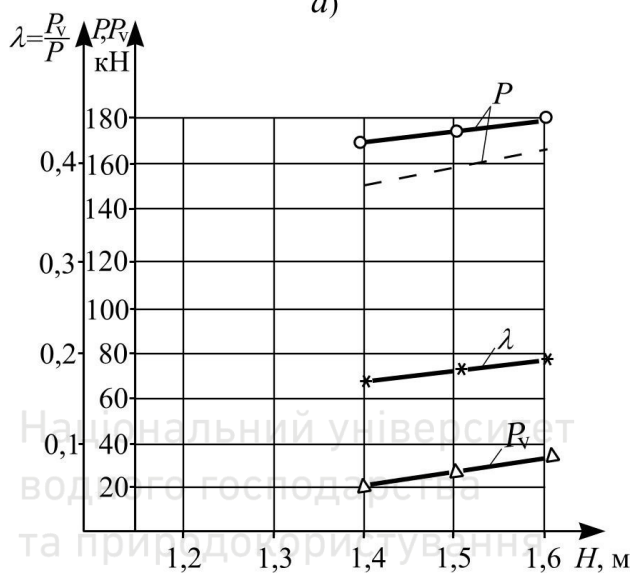
На дослідному полігоні Північного науково-дослідного інституту гідротехніки і меліорації проведені дослідження багатоярусного робочого органа із зміщеною вперед по ходу машини різальною частиною (зменшений виліт робочого органа). Величина зміщення — 1,2 м. Нахил різальної частини до горизонту складав 23...25°, кут різання — 30° і заданий кут — 20°. Результати досліджень наведені на рис. 1.42 для режиму автоматичного витримування похилу дна щілини.



Національний університет
водного господарства
та природокористування



а)



б)

Рис. 1.42. Залежність складових повного опору переміщенню багатоярусного робочого органа від глибини розробки ґрунту:
а) – $\sigma_{ст} = 0,3 \dots 0,33$ МПа, $C_{уд} = 3 \dots 4$; б) – $\sigma_{ст} = 0,34 \dots 0,36$ МПа, $C_{уд} = 5 \dots 7$;
— — експериментальна; - - - — теоретична

Встановлено, що збільшення глибини розробки ґрунту I, II категорії в межах 1,2...1,6 м призводить до зростання опору переміщенню від 124 до 182 кН. При цьому вертикальна складова опору різанню має позитивний знак (заглиблююча) і також зростає від 22 до 36 кН. Відношення вертикальної складової до горизонтальної збільшується від 0,17 до 0,25.

Таким чином, **багатоярусний робочий орган із зменшеним вильотом (на 1,2 м) різальної частини, яка має рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі 0,25 м, кут нахилу до горизонту 23...25°, ширину захвату 0,45 м, забезпечує позитивну вертикальну складову опору і збільшення**

глибини розробки ґрунту на 0,2...0,3 м при тому ж тяговому зусиллі. Це є результатом більш ефективного використання зчіпної маси машини.

У процесі будівництва меліоративного об'єкту «Юршино» об'єднання «Псковмеліорація» (Росія) проведені виробничі випробування чотири- і восьмیارусних робочих органів для укладання дренажних ліній і проведення багатоярусної оранки із зворотнім обертанням пластів. У ході порівняльних випробувань визначені опори переміщенню багатоярусних і традиційних ЗРО безтраншейних дреноукладачів, а також встановлена меліоративна ефективність багатоярусних ЗРО відвального типу.

Результати досліджень тягового опору багатоярусних робочих органів наведені на рис. 1.43. Залежність опору переміщенню від глибини розробки ґрунту в першому наближенні можна прийняти лінійною. Зміна глибини розробки ґрунту від 0,17 м до 1,2 м збільшує опір переміщенню робочих органів від 7 до 113 кН на ґрунтах II категорії і від 28 до 160 кН на ґрунтах III категорії. При заглибленні робочого органу від 1,2 до 1,4 м лінійний характер залежності порушується, що є наслідком зміни типу і структури робочого середовища.

Під час порівняльних тягових випробувань дреноукладачів з багатоярусним і традиційним ЗРО, які проведені при глибині розробки ґрунту II категорії 1,3 м, спостерігалися значні коливання тягового зусилля на традиційному робочому органі від 110 до 168 кН. В ідентичних ґрунтових умовах тягове зусилля на багатоярусному робочому органі змінювалося в межах 130...140 кН. Питомий опір копанню ґрунту дорівнював: у першому випадку – 0,544 МПа; у другому – 0,31 МПа.

Крім того, в ході випробувань встановлено наступне:

- після укладання дренажу багатоярусним робочим органом щільність ґрунту в дренажній щілині зменшується порівняно з природною щільністю ґрунту на 25...30% (з 2,0...2,2 г/см³ до 1,3... 1,5 г/см³);
- на ділянках з верхнім орним шаром товщиною 10...20 см над дренажною трубою, яка укладена багатоярусним робочим органом, утворюється водопроникна стінка товщиною 5...10 см із незв'язних з кореневою системою частинок гумусного горизонту;
- заміна традиційного способу нарізання дренажної щілини багатоярусною оранкою дозволила знизити коливання навантажень на робочому органі і відповідно підвищити плавність ходу дреноукладача і якість витримування похилу, відхилення якого від проектного не перевищує $\pm 0,0005$;
- об'єм розпушеного ґрунту в зоні дії багатоярусного робочого органа в 1,6...1,8 рази більший, ніж у зоні дії ЗРО традиційної конструкції;
- порівняно з траншейним способом укладання дренажу спосіб багатоярусної оранки дозволяє значно знизити втрати гумусного шару, сумістити операції з укладання і зворотної засипки дренажу,

укладати дренаж у нестійких ґрунтах, підвищити надійність і продуктивність дреноукладачів.

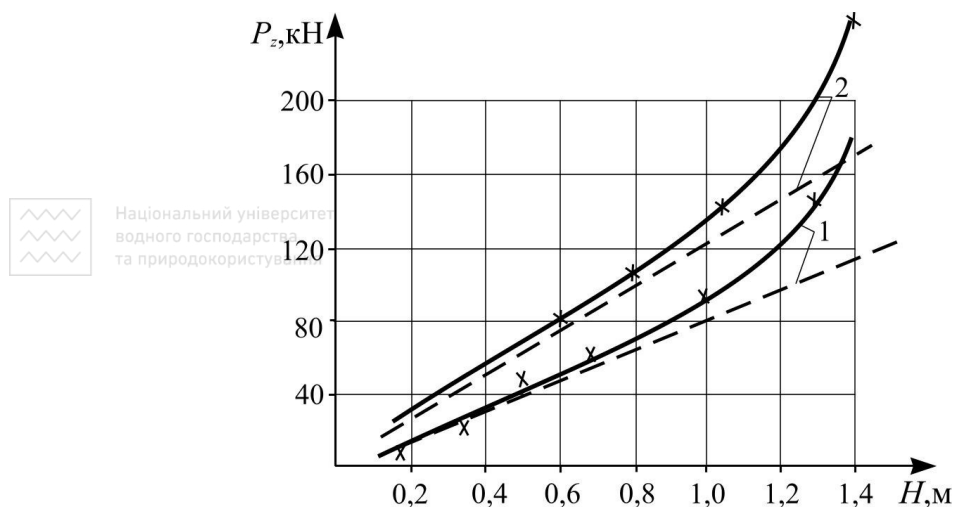


Рис. 1.43. Залежність опору переміщенню багаторусного робочого органа з постійною шириною захвату ($B=0,35$ м) від глибини розробки ґрунту: 1 – $\sigma_{ст} = 0,5 \dots 0,55$ МПа, $C_{уд} = 3 \dots 7$; 2 – $\sigma_{ст} = 0,52 \dots 0,67$ МПа, $C_{уд} = 8 \dots 12$
— — експериментальна; - - - - теоретична

1.18. Визначення опору різанню та потужності на привод вібратора вібраційних ножів

Опір різанню для активних ножів визначається за залежністю:

$$W_o = \frac{U k_o b H \left(f - f \sin^2 \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \right)}{v k_\beta \cdot \cos \beta \sin^2 \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (1.141)$$

де U – швидкість поширення деформацій у ґрунті; k_o – питомий опір динамічному руйнуванню, яке залежить від швидкості прикладання навантаження, властивостей ґрунту й виду динамічної діаграми стиску $\sigma_o = f(\varepsilon_o)$; b , H – ширина й глибина різання; v – швидкість навантаження ґрунту; k_β – коефіцієнт, який залежить від кута загострення ножа в плані β ; f – коефіцієнт тертя ґрунту по сталі; α – кут нахилу стійки ножа до горизонту:

$$U = \sqrt{\frac{E_o (1 - \mu)}{\rho_o (1 - \mu - 2\mu^2)}}, \quad (1.142)$$

де E_o – модуль деформації ґрунту; μ – коефіцієнт поперечної деформації

(коефіцієнт Пуасона); ρ_0 – природна щільність ґрунту.

З теорії вібраційної техніки відомо, що максимальна середня потужність на привод відцентрового дисбалансного вібратора рівна:

$$N_{cp} = \frac{m_0^2 r^2 \omega^5}{4(m_1 + m_0)(\omega_0^2 - \omega^2)}, \quad (1.143)$$

де m_0 – маса дисбалансу вібратора; r – радіус обертання дисбалансу; ω – частота вібрації (кутова швидкість вібратора); m_1 – маса вібратора з



ножем; ω_0 – власна кутова частота ($\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{x_{cm}}}$, де $g = 9,81$ м/с²; x_{cm} – статична

деформація пневмомашин під дією сили ваги системи).

Запитання для самоконтролю знань

1. Основні типи підземних комунікацій і загальні обов'язкові вимоги до їх будівництва.
2. Основні типи підземних комунікацій і спеціальні обов'язкові вимоги до їх будівництва.
3. Траншейний спосіб будівництва, його переваги і недоліки.
4. Безтраншейний спосіб будівництва, його переваги і недоліки.
5. Класифікація способів і машин для безтраншейного прокладання підземних комунікацій. Суть проколювання, проколювання на біонічній основі, розкочування, продавлювання, горизонтального і направленого буріння, гідророзмиву, вібропроколювання і вібропродавлювання.
6. Аналіз конструкцій робочих органів безтраншейних укладачів: активних (вібраційних, віброударних) і пасивно-активних.
7. Аналіз пасивних робочих органів традиційної (однорусної) конструкції для укладання підземних комунікацій. Переваги багаторусної конструкції ЗРО перед однорусною.
8. Визначення опору переміщенню для традиційного однорусного ножа, який здійснює прокладання на глибину, більшу за критичну глибину різання.
9. Схема дії сил на двоножову ґрунторозробну систему із прямолінійними різальними частинами і методологія визначення її основних параметрів.
10. Визначення тягового зусилля (опору переміщення) двоножової ґрунторозробної системи з прямолінійними різальними частинами.
11. Методологія визначення оптимального кута різання переднього ножа дворусного ЗРО з прямолінійними різальними частинами, його залежність від кута різання заднього ножа.
12. Визначення питомого опору різання ґрунту у другому ярусі, його залежність від кута різання ножа.

13. Схема дії сил на двоножову ґрунторозробну систему із прямолінійними різальними частинами і методологія визначення її основних параметрів.
14. Схема дії сил на двоярусний ЗРО з криволінійними різальними частинами. Суть критерію оптимізації для навісних і причіпних ЗРО.
15. Схема дії сил на двоярусний ЗРО з криволінійними частинами. Методологія визначення поздовжнього профілю різальних частин.
16. Структурна оптимізація багатоярусних ЗРО. Суть принципу незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних.
17. Структурна оптимізація багатоярусних ЗРО. Суть принципу рівності об'ємних витрат ґрунту в суміжних ярусах.
18. Структурна оптимізація багатоярусних ЗРО. Суть принципу рівності масових витрат ґрунту в суміжних ярусах.
19. Структурна оптимізація багатоярусних ЗРО. Суть принципу рівності площ поперечного перерізу зрізаного шару ґрунту і прохідних вікон у кожному ярусі.
20. Структурна оптимізація багатоярусних ЗРО. Суть комбінованого принципу конструювання.
21. Методика визначення кількості, висоти і ширини ярусів багатоярусного ЗРО, що працює за принципом рівності об'ємних витрат ґрунту в суміжних ярусах.
22. Визначення ширини ярусів багатоярусного ЗРО, що працює за принципом рівності масових витрат ґрунту в суміжних ярусах. Аналіз залежності ширини ярусів від щільності ґрунту на виході із прохідних вікон.
23. Схема дії сил на багатоярусний ЗРО безвідвальної конструкції. Визначення опору руйнуванню ґрунту у нижньому ярусі.
24. Схема дії сил на багатоярусний ЗРО безвідвальної конструкції. Визначення опору руйнуванню ґрунту у середніх ярусах.
25. Схема дії сил на багатоярусний ЗРО безвідвальної конструкції. Визначення опору руйнуванню ґрунту у верхньому ярусі.
26. Визначення складових опорів від затуплення, динамічної складової і сил тертя ґрунту по бічних стінках стояка багатоярусного ЗРО.
27. Аналіз залежності опору переміщенню багатоярусного безвідвального ЗРО, що працює за принципом рівності масових витрат ґрунту в суміжних ярусах. Визначення оптимальної висоти ярусів.
28. Приведіть і поясніть схему взаємодії відвального ґрунторозробного органу з ґрунтовым середовищем.
29. Методологія визначення оптимальної висоти ярусів для багатоярусного відвального ЗРО її залежність від кута захвату лемешів.
30. Аналіз залежності сумарного опору переміщенню багатоярусного відвального ЗРО від кута захвату лемешів. Методологія визначення оптимального кута захвату.
31. Аналіз конструкцій і принципів дії кабелеукладачів.

2. ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ ПІД ПЕРЕШКОДАМИ СПОСОБОМ ЗАТЯГУВАННЯ У ПОРОЖНИНУ ІЗ ПРИЯМКА

2.1. Основні способи утворення ґрунтової порожнини

Існують наступні способи утворення кротової порожнини: проколювання, продавлювання, горизонтальне буріння, гідророзмив, на біонічній основі (рис. 2.1), а також за рахунок вібропроколювання і вібропродавлювання.

Проколюванням називається процес утворення ґрунтової порожнини шляхом ущільнення ґрунту в бічні стінки без видалення його із порожнини.

Проколювання ґрунту може здійснюватися **на біонічній основі**. Суть такого способу полягає в розробці і застосуванні функціонально-еквівалентних технічних рішень біологічним прототипам, які впливають із принципу оптимальної конструкції в біології. Наприклад, кільчастий черв'як – відносно простий і одночасно досить ефективний біологічний гідравлічний ґрунтопрохідний пристрій, який дозволяє за рахунок почергового зменшення-збільшення діаметра тіла суттєво зменшити витрати енергії на подолання сил тертя в процесі утворення порожнини.

Спосіб продавлювання полягає у видаленні ґрунту із порожнини через трубу з кільцевим ножом за рахунок ґрунтозабірних пристроїв.

Горизонтальне буріння свердловини здійснюють за допомогою бурових головок, а транспортування ґрунту, як правило, за рахунок шнеків з одночасною подачею обсадної труби, причому розробка ґрунту випереджає пересування обсадної труби.

Гідророзмив свердловин здійснюється в піщаних і супіщаних ґрунтах за рахунок енергії направленої струменя води з одночасним гідротранспортуванням розмитого ґрунту в приямок.

Вібропроколювання і вібропродавлювання можливі за рахунок поздовжньо-направлених вібрацій робочого інструмента.

Усі ці способи використовують для прокладання інженерних комунікацій, як правило, під контурними перешкодами (автомобільні і залізничні дороги, річки, канали та ін.). Вибір кожного з цих способів залежить від конкретних умов будівництва трубопроводів та колекторів, включаючи діаметр і довжину труб, ґрунтові і гідрогеологічні умови, точність прокладання, вимоги до протикорозійної ізоляції, економічну доцільність застосування та ін.

Проколювання краще застосовувати для прокладання труб малих і середніх діаметрів (не більше 400...500 мм) у глинистих та суглинистих (зв'язних) ґрунтах. Обмеження діаметра труб, що проколюються, зумовлене тим, що масив ґрунту проколюють трубою, оснащеною наконечником, без видалення ґрунту із порожнини, для чого потрібні значні зусилля. В зв'язку з

цим є й обмеження довжини проколювання труб, яка не повинна перевищувати 60...80 м.

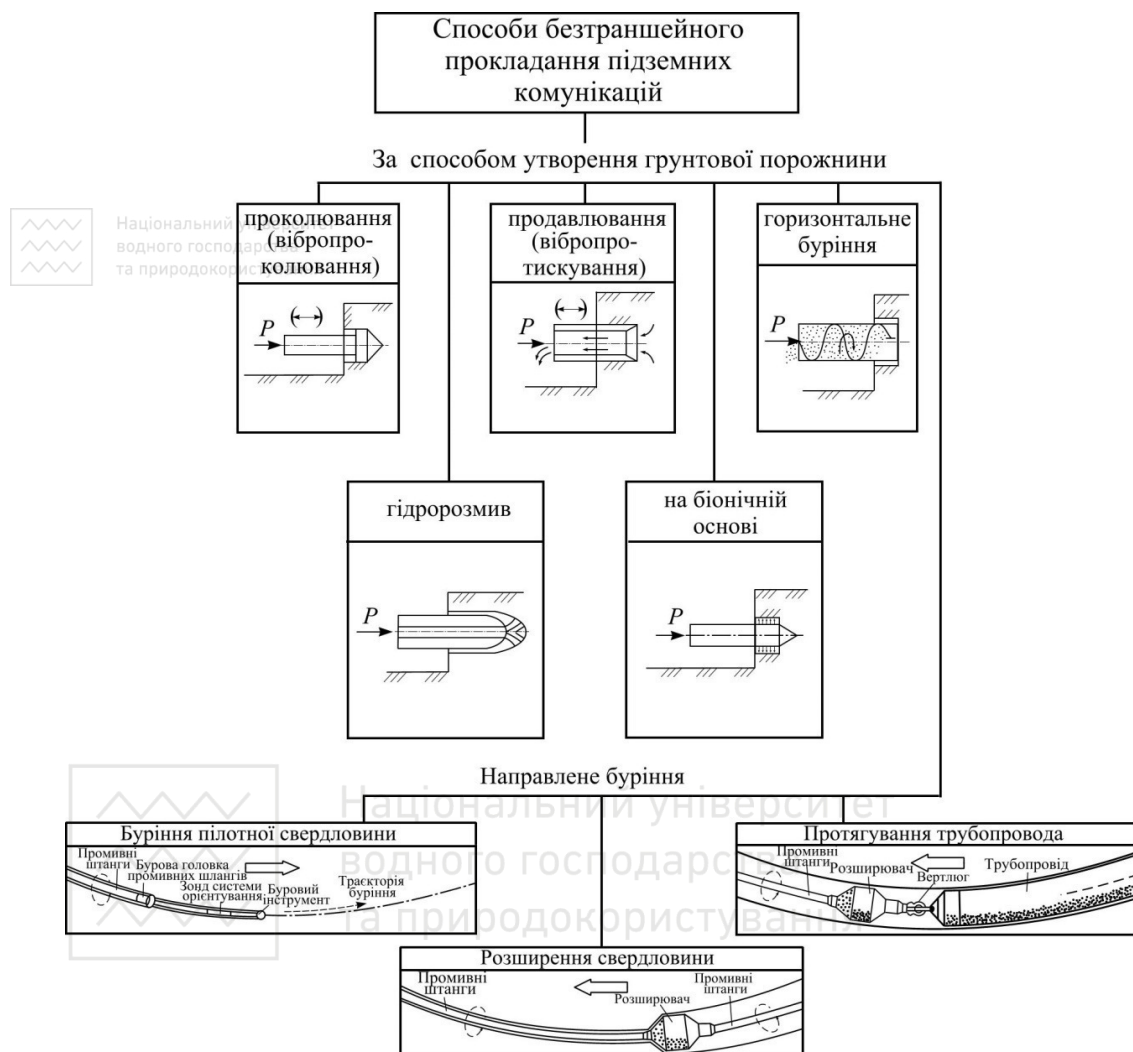


Рис. 2.1. Класифікаційна блок-схема безтраншейних способів:
 P – осьове зусилля або робочий тиск

Спосіб продавлювання з видаленням із труби ґрунтової пробки або керна можна застосовувати практично в будь-яких ґрунтах I...IV категорії, він придатний для труб діаметром 800...1720 мм при довжині прокладання до 100 м.

Горизонтальне буріння передбачає попередню розробку ґрунтової свердловини більшого діаметра, ніж труба, що прокладається. Цим способом можна влаштовувати підземні переходи трубопроводів діаметром до 1720 мм на довжину 70...80 м. Однак спосіб недостатньо ефективний у водонасичених і сипучих ґрунтах.

Щитовий і штольневий способи застосовують при необхідності влаштування переходів трубопроводів, колекторів і тунелів значних діаметрів і довжини.

2.2. Прокладання підземних комунікацій способом проколювання

Спосіб проколювання ґрунтується на утворенні ґрунтової порожнини (свердловини) за рахунок радіального витіснення і ущільнення ґрунту інструментом з конусним або іншим наконечником. Залежно від натискних пристроїв, які передають зусилля на трубопровід, що прокладається, розрізняють кілька різновидів проколювання: за допомогою домкратів, ґрунтопроколюючих верстатів, лебідок, тракторів, трубоукладачів, бульдозерів та ін. Труби, що прокладаються в товщі ґрунту, для зменшення опору і зниження сил тертя при втисненні труби в ґрунт обладнують спеціальними наконечниками, що закріплюються на передньому кінці труб. Найчастіше застосовують конусні наконечники (рис. 2.2, *a...i*) і розширювальні пояси з заглушками (рис. 2.2, *p, ф*). При невеликій довжині проколювання труби прокладають відкритим кінцем (рис. 2.2, *к*).

Тип і конструкцію механізму, який здатний розвинути необхідне зусилля, вибирають відповідно до необхідного розрахункового зусилля втиснення, яке залежить від діаметра і довжини трубопроводу, а також типу ґрунту. Необхідне натискне зусилля для просування в ґрунті труби визначають розрахунком.

Залежно від способу навантаження і переміщення розрізняють статичні, вібраційні, віброударні, а також біонічно-синтезовані підземнорухомі пристрої.

При статичному проколюванні до заднього торця труби прикладають осьове навантаження від гідравлічного, пневматичного або механічного домкрата. Робочому інструменту надають дискретно-поступальний рух.

Вібраційне проколювання передбачає одночасну дію статичного навантаження і поздовжніх направлених коливань (вібрації) на трубу від гідравлічного або електричного вібратора.

Віброударне проколювання супроводжується, крім прикладеного статичного навантаження, ударним імпульсом, що діє на трубу у напрямку прокладання.

Біонічно-синтезоване проколювання базується на розробці і застосуванні функціонально-еквівалентних технічних рішень біологічним прототипам, як оптимальним конструкціям у природі. Зокрема, робочий орган можна розглядати як пружне циліндричне тіло, заповнене рідиною, що періодично перекачується від хвоста до голови і навпаки, забезпечуючи відповідно періодичне збільшення діаметра циліндра, ущільнення ґрунту і утворення порожнини, а також його самопересування у ґрунті.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

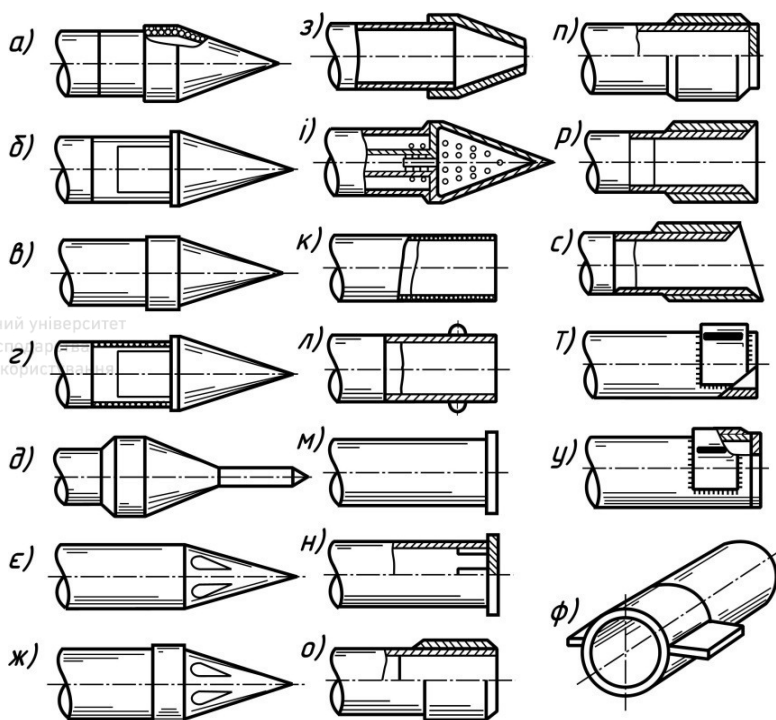


Рис. 2.2. Наконечники для безтраншейного прокладання труб способом проколювання і продавлювання:

а, б, в – конусні; *г* – конусний з ексцентриситетом; *д* – конусний зі штирком; *е, ж* – конусний зі щілинними прорізами; *з* – конусний з усіченою вершиною; *и* – конусний з отворами для зволоження ґрунту; *к* – з відкритим кінцем труби; *л* – з відкритим кінцем труби і кільцем; *м* – з привареною заглушкою; *н* – із знімною заглушкою; *о* – кільцевий ніж із зовнішнім скосом крайок; *п* – те ж, із привареною заглушкою; *р* – кільцевий ніж із внутрішнім скосом крайок; *с* – кільцевий ніж клиноподібної форми з внутрішнім скосом крайок; *т* – ніж серпоподібного перетину; *у* – те ж, із привареною заглушкою; *ф* – кільцевий ніж з направляючими пластинками (стабілізаторами)

Статичне проколювання застосовують для прокладання свердловин діаметром до 425 мм на глибині більше 2 м у глинистих і суглинистих ґрунтах при максимальній довжині проходок до 40...60 м. Як напірні механізми використовують насосно-домкратні установки, зусилля від яких передаються на робочий інструмент через напірні штанги.

Улаштування переходів способом проколювання показано на рис. 2.3.

Проходка горизонтальних свердловин розпочинається із геодезичної розбивки місця і направлення проходки та улаштування вхідного і прийомного котлованів. Розміри котлованів визначають для конкретних ґрунтових умов відповідно до БНіП III-8-76, БНіП III-4-80, а також відповідно до інструкції з будівництва лінійних споруд магістральних і

внутрішньозонових ліній зв'язку, залежно від умов розміщення машини і допоміжного обладнання, з урахуванням зручностей обслуговування і техніки безпеки. Дно вхідного котловану планується для розташування і орієнтації у заданому напрямку спеціального обладнання для запуску. Стіни котловану укріплюють за допомогою дерев'яних щитів. При значній довжині свердловини (більше 30 м) для контролювання напрямку руху інструмента влаштовують на передбачуваній трасі контрольний котлован.

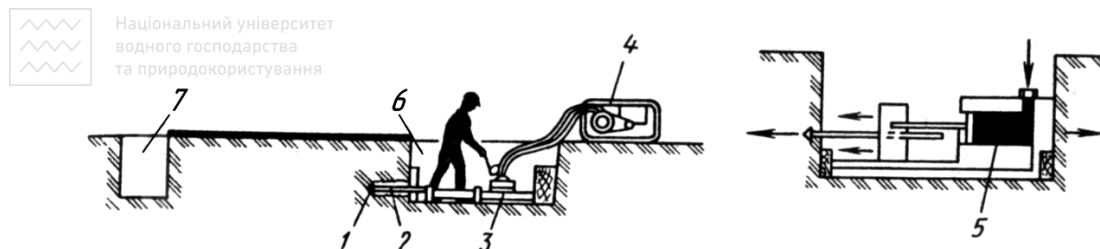


Рис. 2.3. Схема улаштування переходів способом проколювання:
 1 – конусоподібна головка-наконечник; 2 – напірні штанги, що нарощуються;
 3 – механізм подачі; 4 – насосний агрегат; 5 – силові гідроциліндри;
 6, 7 – вхідний і прийомний котловани

Улаштування горизонтальних свердловин статичним проколюванням, як правило, здійснюється гідравлічним напірним механізмом, установленим строго горизонтально стосовно рівня.

Для отримання правильного напрямлення свердловини необхідно натягнути шнур у потрібному напрямку і встановити напірний механізм таким чином, щоб висок, опущений зі шнура, співпадав із центром відстані між напірними гідроциліндрами. Опорні плити установлюють паралельно і вертикально.

За допомогою напірних гідроциліндрів і насоса високого тиску у ґрунт направляють першу стальну штангу або трубу із нагвинченим конусоподібним наконечником. Штанги нагвинчують одна на одну (дискретно) до виходу першої штанги з наконечником на протилежну сторону переходу (перешкоди) у прийомний котлован.

Першопочаткове проколювання здійснюють наконечником діаметром 70 мм. Після виходу наконечника з першою штангою у прийомний котлован, наконечник необхідно розгвинтити і замість нього нагвинтити розширювач (зазвичай діаметром 130 мм). Потім штангу із розширювачем протягують у зворотному напрямку. При цьому у ґрунті утворюється, як правило, циліндрична порожнина (свердловина).

Залежно від категорії ґрунту і необхідного діаметра свердловини розширювач необхідно протягувати два-три рази, причому діаметр розширювача можна поступово збільшувати з мінімальним кроком 40 мм,

проштовхуючи і втягуючи розбірну штангу у прямому і зворотному напрямках.

За принципом віброударного проколювання працюють пневмопробійники. Конічна головка пневмопробійника під дією ударів поршня і напірного зусилля штанги втискає ґрунт у стінки свердловини, що забезпечує їх добру стійкість.

Суттєвим недоліком цього способу проколювання є некерований рух пневмопробійника. При проходці однорідних ґрунтів відхилення наконечника від осі траси на довжині траси 20...25 м складає 10...12 см. При роботі в неоднорідних ґрунтах це відхилення збільшується і може призвести до пошкодження сусідніх комунікацій і навіть до втрати пневмопробійника. Останнє зумовило появу реверсивних пневмопробійників, що забезпечує їх повернення із свердловини. Останнім часом інтенсивно ведуться роботи зі створення пневмопробійників з автоматичною стабілізацією курсу.

Установки і обладнання для проколювання ґрунту. Конструкції установок для проколювання ґрунту включають напрямні пристрої, на які встановлюється труба з інструментом, напірний механізм, який забезпечує статичне, динамічне (вібраційне, віброударне) або комбіноване прикладання навантаження до робочого інструмента. Як напірні механізми можна використати лебідки, рейкові механізми, пневмоциліндри та гідроциліндри для прокладання труб діаметром до 500 мм. Через те, що гідроциліндри мають обмежений хід штока, використовують передаточні пристрої: шомполи, натискні труби, штанги, проштовхувачі рейкового типу.

Установка для статичного проколювання ґрунту наведена на рис. 2.4. Вона складається із двох гідравлічних домкратів 9, які змонтовані на рамі 8. Рама з домкратами монтується на дні робочого котловану. Біля котловану встановлюється гідравлічний насос 2 високого тиску (до 30 МПа), який з'єднаний з домкратами 9, двигуном 3 з щитом керування і масляним баком 1.

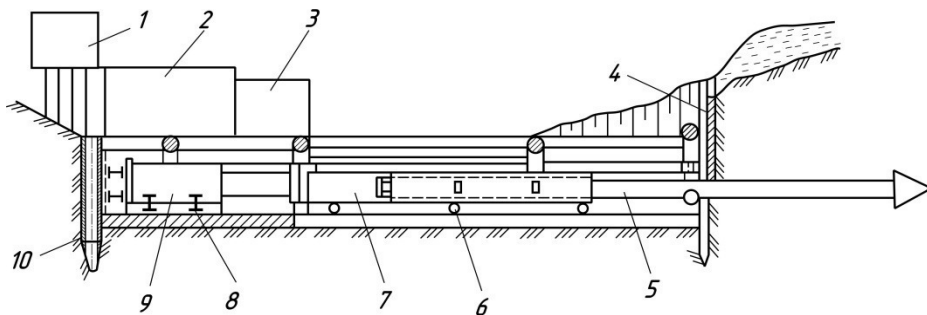


Рис. 2.4. Схема установки для проколювання статичної дії:

- 1 – місткість для масла; 2 – насос високого тиску; 3 – електродвигун із щитом керування; 4 – передня стінка котловану; 5 – труба; 6 – напрямні балки; 7 – шомпол; 8 – рама; 9 – гідравлічні домкрати; 10 – опори

Зусилля від домкратів 9 передається через шомпол 7 трубі 5, що рухається поверхнею напрямних балок 6 у напрямку передньої стінки 4 котловану. При цьому реактивна сила – сила опору ґрунту проколюванню сприймається опорами 10. За кожен робочий цикл труба 5 просувається у ґрунті на довжину ходу штоків гідродомкратів 9. У міру просування труби 5 на довжину ходу штоків останні повертаються у вихідне положення, подовжується (нарощується) шомпол 7 і процес повторюється.

Такими установками проколюють свердловини діаметром 0,1...0,5 м з робочою швидкістю 1,5...3,0 м/год. Мінімальна глибина проколювання дорівнює не менше п'яти діаметрам свердловини, що прокладається, і це відповідає умові неспучування ґрунту на поверхні землі.

У піщаних, супіщаних і водонасичених ґрунтах не можна отримати стійку порожнину, а тому статичне проколювання дуже утруднене або практично неможливе через великі опори руху робочого інструмента і лінійно-протяжного об'єкта. У таких випадках застосовують вібропроколювання. Для збудників поздовжньо спрямованих коливань використовують вібратори спрямованої дії і вібромолоти, які, крім вібрації, передають робочому органу ударні імпульси.

На рис. 2.5 показана віброударна установка для утворення свердловин діаметром 273...426 мм.

У комплект установки входить вібромолот 6 із приводним електродвигуном 7, анкерна рама 3 із секційними напрямними 4 для переміщення вібромолота, тягова реверсивна лебідка 2 із привантажувальним поліспастом 9. Труба 8, що прокладається, з конусним наконечником 1 встановлюється в наголовнику 10 вібромолота 6, що має парне число дисбалансів 12. Останні, обертаючись у різні сторони, збуджують вимушені сили. Вертикальні складові F_v цих сил взаємно зрівноважуються, а горизонтальні F_z , спрямовані вздовж осі труби, складаються. Сумарна вимушена сила вібратора визначається числом дисбалансів, їхньою масою і частотою обертання, що дорівнює частоті коливань вібратора. Основною частиною вібромолота 6 є вібратор спрямованої дії, який обладнаний ударником 11 і з'єднаний з ковадлом 13 пружинною підвіскою 14. Ударні імпульси виникають при зіткненні ударника 11 з ковадлом 13. Секції труб довжиною до 8 м послідовно проникають в ґрунт під дією віброударних імпульсів і напірного зусилля привантажувального поліспаста. Попередня і наступна труби з'єднуються за допомогою електрозварювання. У процесі роботи установки можна за допомогою привантажувального поліспаста регулювати натяг пружинної підвіски 5 вібромолота 6 залежно від опору ґрунту проколюванню для забезпечення оптимального напірного зусилля з найбільш ефективним віброударним режимом.

Вібропроколюванням прокладають труби на довжину до 25...50 м із середньою швидкістю 20...60 м/год.

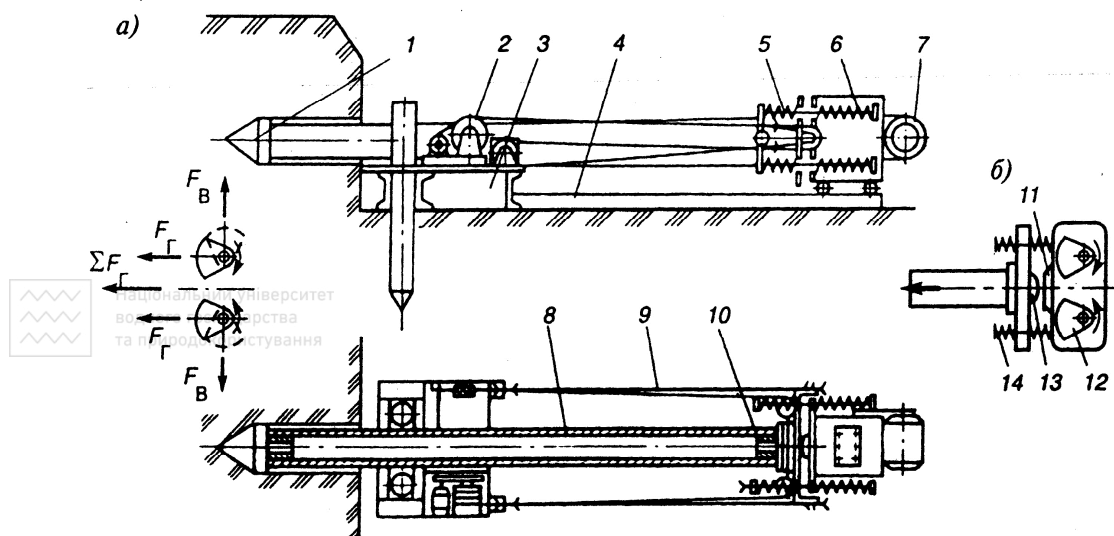


Рис. 2.5. Схема установки для вібропроколювання:

- а – загальний вигляд установки; б – вібромолот; 1 – конусний наконечник;
2 – реверсивна лебідка; 3 – анкерна рама; 4 – напрямні; 5, 14 – пружинна підвіска;
6 – вібромолот; 7 – електродвигун; 8 – труба; 9 – поліспаст;
10 – наголовник; 11 – ударник; 12 – дисбаланси; 13 – ковадло

Конструкція і принцип дії пневмо- і гідропробійників. Для проходки свердловин у ґрунтах I, II, III категорій діаметром до 200 мм і забивання труб діаметром до 1600 мм призначені пневматичні саморухливі машини ударної дії – **пневмопробійники**. Незалежно від призначення, пневмопробійники мають однакові принципи дії й систему повітророзподілення, однотипні реверсивні пристрої і розрізняються між собою розмірами і масою, енергією і частотою ударів, складом оснащення і пристроями.

Пневмопробійник (рис. 2.6) складається із циліндричного корпусу 1 з ковадлом 2, масивного ударника 3, повітророзподільного пристрою 4, клапана 5 і гнучкого рукава 6 для підведення стисненого повітря від компресора.

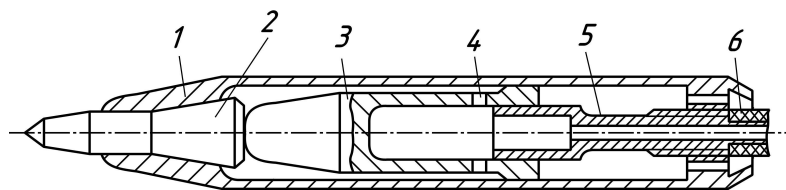


Рис. 2.6. Конструктивна схема пневмопробійника:

- 1 – корпус; 2 – ковадло; 3 – ударник; 4 – повітророзподільний пристрій;
5 – клапан; 6 – рукав для стисненого повітря

При подачі стисненого повітря від компресора через рукав 6, клапан 5 і повітророзподільний пристрій 4, ударник 3 переміщається щодо корпусу 1

вліво. Потім відбувається зворотний хід ударника 3, наприкінці якого перекриваються отвори 4 повітророзподільного пристрою і ударник 3 за рахунок стиснутого повітря в камері, що утворилося між ударником 3 і клапаном 5, гальмується і розганяється вліво щодо корпусу 1. Відбувається робочий хід ударника 3 і створюється запас кінетичної енергії, пропорційний масі ударника 3 і квадрату його швидкості. Після закінчення робочого ходу ударник 3 ударяється об ковадло 2 корпусу 1 і передає йому кінетичну енергію. Це дає можливість пневмопробійнику перебороти сили лобового і бічного опору і проникнути в ґрунт на деяку величину. Далі цикл повторюється.

Для реверсування руху пробійника рукоять зміщується разом із клапаном 5 вправо щодо корпусу 1 за допомогою нарізного з'єднання. Потік стисненого повітря при цьому перерозподіляється при зсуві ударника 3 щодо корпусу 1 вправо, в результаті чого після закінчення робочого ходу ударник 3 завдає удари в хвостову частину корпусу 1, а після закінчення зворотного ходу він не доходить до ковадла 2 корпусу 1.

Для забезпечення запуску пневмопробійника існує два варіанти: використання спеціальної площадки для запуску, що імітує силу бічного опору; плавна зміна тиску повітря протягом усього періоду запуску від мінімального можливого до робочого.

Пневмопробійники мають низький ККД і малу енергію одиничного удару, що припадає на одиницю поперечного перерізу свердловини, через застосування пневматичного привода.

Підвищити енергетичні характеристики розглянутих машин можна замінивши пневматичний привод гідравлічним, що має вищий ККД.

Пробійники з гідравлічним приводом підрозділяються на нереверсивні і реверсивні, а ударні механізми – на динамічно зрівноважені й незрівноважені. Динамічно зрівноважені двоударникові, в яких реактивні сили віддачі ударників, що рухаються в протилежних напрямках, компенсуються один одним і на корпус пробійника не передаються. Динамічно незрівноважені одно- дво- і багатударникові, в яких реактивні сили віддачі рухливих частин сприймаються корпусом і компенсуються силами тертя його бічної поверхні об ґрунт. Динамічно незрівноважені механізми ефективніші внаслідок великого співвідношення ударних мас рухливих частин відносно нерухомих.

Конструктивні схеми гідропробійників складаються з наступних основних частин: корпус, ударний механізм, орган керування і привод, що розрізняються за конструктивним виконанням, але мають загальне функціональне призначення. Це призначення визначається циклограмою роботи гідропробійника, що ідентична для всіх без винятку схем і може бути описана наступним чином. При подачі робочої рідини від гідропривода в камеру зворотного ходу ударник нагромаджує потенційну енергію. При з'єднанні камери зворотного ходу зі зливальною магістраллю відбувається гальмування ударника під дією тиску в камері робочого ходу – фаза

гальмування ударника при зворотному ході. При зміні напрямку руху

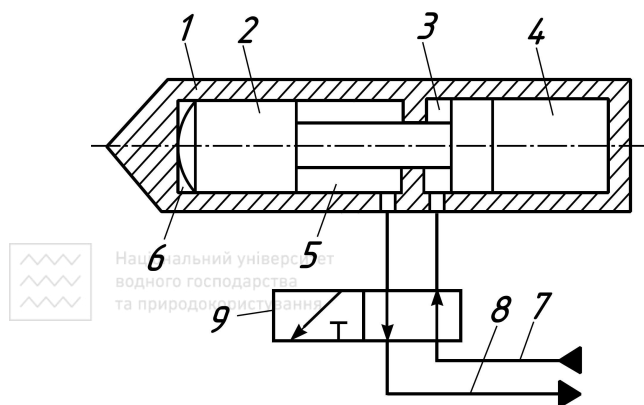


Рис. 2.7. Схема гідропробійника з одноударниковим механізмом:

1 – корпус; 2 – ударник; 3, 4, 5 – камери зворотного й робочого ходу, зливальна; 6 – допоміжна камера; 7, 8 – напірна й зливальна магістралі; 9 – золотник

ударник починає розгін під дією тиску з боку камери робочого ходу – робочий хід. При зіткненні ударника з корпусом відбувається їхній спільний рух у напрямку проходки свердловини – фаза зіткнення.

Розглянемо принцип дії гідропробійника на прикладі найпростішої конструктивної схеми з одноударниковим механізмом (рис. 2.7).

Перед початком роботи камера робочого ходу 4 заповнюється стисненим інертним газом. У вихідному положенні ударник 2 під дією тиску стисненого газу в

камері робочого ходу 4 притиснутий до переднього торця корпусу 1. При подачі робочої рідини з напірної магістралі в камеру зворотного ходу 3 відбувається зворотний хід ударника 2, тобто переміщення в праве положення щодо корпусу 1. При цьому газ у камері робочого ходу 4 додатково стискається, а рідина зі зливальної камери 5 витісняється в зливальну магістраль. У допоміжній камері 6 повітря розріджується. Наприкінці зворотного ходу золотник 9 з'єднує камеру зворотного ходу 3 зі зливальною магістраллю. Ударник 2 гальмується за рахунок тиску стисненого газу в камері робочого ходу 4 і починає прискорено рухатися вліво, роблячи робочий хід. Опір рідини, що витісняється з камери зворотного ходу 3, незначний, оскільки вона переходить в переливну камеру, об'єм якої суттєво збільшується. Розрідження, створене в допоміжній камері 6 при зворотному ході, сприяє прискореному руху ударника 2. Цикл роботи ударного механізму закінчується ударом ударника 2 по передній частині корпусу 1, внаслідок чого пробійник просувається в ґрунтового масиві. Далі цикл повторюється.

Конструкція і принцип дії біонічно-синтезованого пристрою.

Біонічно-синтезоване проколювання реалізоване на прикладі підземнорухомого пристрою з пружинним акумулятором енергії (рис. 2.8).

Пристрій складається із конічного наконечника 1, приєднаного до корпусу прямогочного гідро-, пневмодвигуна 2 з пружинним акумулятором енергії 10 і хвостової частини, яка, у свою чергу, складається із пустотілого перфорованого циліндра 3 з еластичною оболонкою 4 (задня фіксує камера) і штуцера 5 для з'єднання з гнучким трубопроводом 6 зовнішнього джерела енергії. Діаметр циліндричної частини 7 корпусу гідро-,

пневмодвигуна менший діаметра циліндричної частини 9 через наявність перехідного зрізаного конуса 8. Це необхідно, щоб запобігти руху носової частини пристрою назад за рахунок сил тертя на бічній поверхні циліндра 9 корпусу, у процесі підтягування пружиною 10 хвостової частини пристрою.

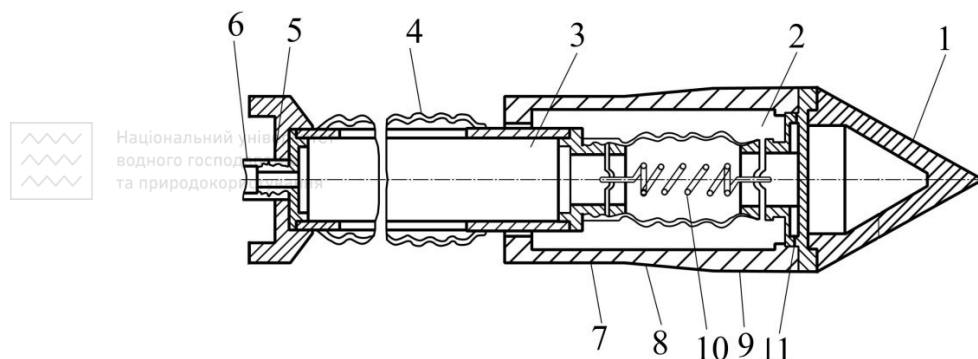


Рис. 2.8. Біонічно-синтезований пристрій для проколювання ґрунту з пружинним акумулятором енергії:

1 – конічний наконечник; 2 – гідропневмодвигун з пружинним акумулятором енергії; 3 – перфорований циліндр; 4 – еластична оболонка фіксуючої камери; 5 – штуцер; 6 – трубопровід; 7, 9 – циліндричні частини відповідно меншого і більшого діаметрів; 8 – перехідна частина корпусу; 10 – пружинний акумулятор енергії; 11 – передня стінка

Пристрій працює наступним чином. Джерело живлення подає по трубопроводу 6 імпульси енергії у перфорований циліндр 3. Робоче тіло (рідина або газ) створює тиск, частково на внутрішню поверхню еластичної оболонки 4 і передню стінку 11. При цьому задня фіксуюча камера 4 збільшується в об'ємі до упору в стінку свердловини, яка утворена носовою частиною з метою фіксації. Після того носова частина конічним наконечником 1 деформує ґрунт, рухаючись вперед, розтягує пружину 10 з гофрованим корпусом, утворює свердловину довжиною S . У подальшому всередині пристрою тиск робочого тіла зменшується за рахунок переміщення поршня насоса блока живлення у зворотному напрямку, в результаті чого задня фіксуюча камера 4 зменшується в об'ємі, її контакт з поверхнею свердловини закінчиться і розтягнута пружина 10 підтягне хвостову частину пристрою до носової частини на величину S . У результаті довжина корпусу зменшиться до першопочаткової довжини L і він переміститься вперед на величину кроку S . У подальшому цикл повторюється. Періодичне зростання і зменшення тиску всередині пристрою призводить до поступального розпірно-дискретного руху пристрою у підземному просторі.

Конструкція наконечників. Зусилля проколюванню суттєво залежить від конструкції наконечника (див. рис. 2.2, 2.9). Якщо використати як наконечник плоску заглушку (рис. 2.9, а), то спереду наконечника утворюється ґрунтове ядро ущільнення, що збільшує лобовий опір, і прокол

здійснюється зі значним напірним зусиллям, для зменшення якого використовують різні конусні наконечники (рис. 2.9, б–ж).

Для зменшення сил тертя по бічній поверхні труби використовують наконечники з вільним затрубним простором (рис. 2.9, в–ж). З іншої сторони, це призводить до прогинання труби і скривлення осі свердловини. Для усунення цього недоліку розроблений ексцентриковий конусний наконечник (рис. 2.9, д), який утворює сегментноподібний простір між стінками свердловини і трубою. Стінки свердловини при цьому втрачають стійкість, особливо у слабких і водонасичених ґрунтах.

Наступний етап у конструюванні наконечників – зниження лобового опору за рахунок попередньої свердловини (наконечники з направляючою голкою (рис. 2.9, є), змочування поверхні контакту конуса з ґрунтом через сопла у конусі (рис. 2.9, з).

Для зменшення зусиль проколюванню створений комбінований наконечник (рис. 2.9, ж), який дозволяє одночасно ущільнювати ґрунт у стінки свердловини (у радіальному напрямку) і частково вирізати його всередину труби, що прокладається. Знизити напірні зусилля дозволяють також стабілізатори, установлені за конусним наконечником. Вони порушують структуру ґрунту, який розрізається спереду конуса на декілька секторів. До того ж, за допомогою стабілізаторів підвищується точність проходки.

Крім відмічених конструкцій наконечників, існують рішення, направлені на підвищення точності проходки або на її зміну за допомогою наконечників, які регулюються (рис. 2.10).

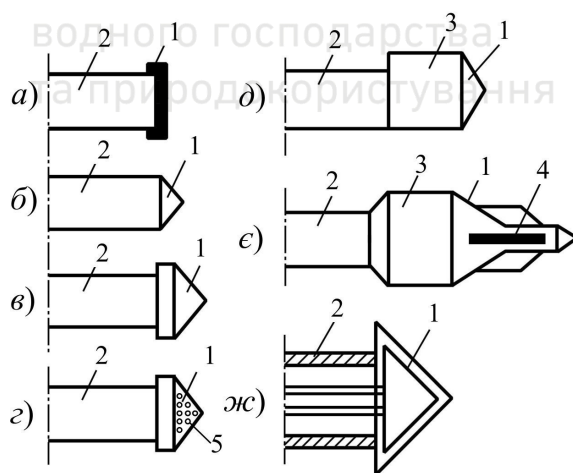


Рис. 2.9. Конструкції наконечників, які використовують для проколювання ґрунтів:

а – з плоскою заглушкою; б – конусний; в – з вільним затрубним простором;
 г – з соплами у конусі; д – ексцентриковий конусний; е – з направляючою голкою;
 ж – комбінований; 1 – наконечник; 2 – труба; 3 – стабілізатор;
 4 – направляюча голка; 5 – отвори

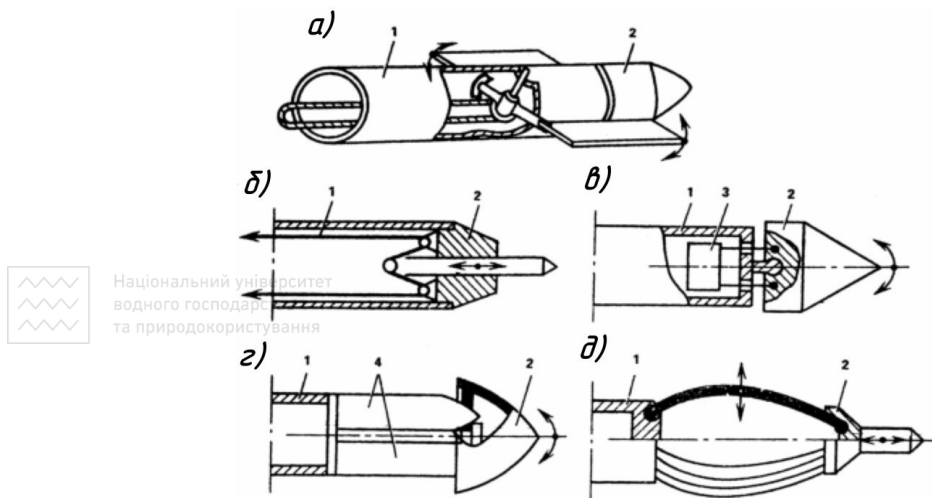


Рис. 2.10. Регульовані наконечники для проколювання ґрунту:
 а – з керованими пластинами; б – з рухомою голкою; в, г – з керованим оголовком;
 д – з рухомих оголовком; 1 – труба; 2 – наконечник;
 3 – привод зміни положення; 4 – ударний пристрій

Керовані пластини (див. рис. 2.10, а), які закріплені безпосередньо на наконечнику в горизонтальній площині, дозволяють не тільки підвищити точність проходки, але й змінювати напрямок руху при зміні їх положення відносно поверхні труби. Керувати рухом труби можна також рухомою по відношенню до наконечника голкою, яка утворює пілотну свердловину (див. рис. 2.10, б), керованими наконечниками, які мають можливість повороту відносно осі труби (див. рис. 2.10, в, г) або рухомими пластинами, які притискають наконечник до стінок свердловини у заданому місці (див. рис. 2.10, д).

Розглянуті засоби зміни напрямку проходки вимагають спеціального привода, який може бути розміщений всередині труби або у робочому котловані. Додатковий привод суттєво ускладнює конструкцію.

Таким чином, конструкції наконечників можна розділити на три групи: які зменшують силу бічного опору, які знижують сили лобового опору і які підвищують точність проходки і регулюють її напрямок.

Пневмопробійники випускають різні фірми, зокрема Vermeer, Tracto-Technik, ВО «Полет», «Комбест» (Росія), ВО «Строймаш» (м. Мінськ), ТЗОВ «Гідропром» м. Одеса. Пробійники випускають для пробивки свердловин діаметром 45...350 мм з частотою ударів 220...570 ударів за хвилину, робочим тиском повітря у системі 0,6...0,8 МПа. Довжина свердловини може досягати до 100 м. Середня швидкість прокладання труб пневмопробійниками залежно від ґрунтових умов знаходиться у межах 2...18 м/год.

2.3. Визначення основних параметрів грунтопроколюючих пристроїв

До основних параметрів грунтопроколюючих пристроїв відносять кут при вершині конуса носової частини (2β), довжину хвостової (розпірної) частини біонічно-синтезованих пристроїв (задньої фіксуючої камери) (l),

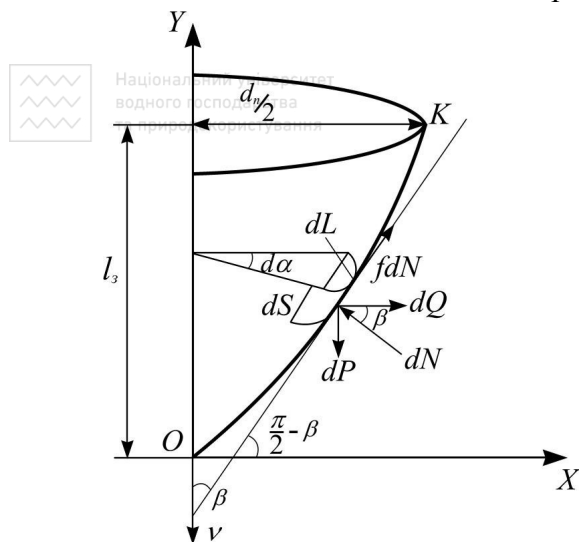


Рис. 2.11. Схема дії сил на робочу поверхню носової частини грунтопроколюючого пристрою

руху і перпендикулярно до нього, нормальна реакція ґрунту dN , а також сила тертя fdN (f – коефіцієнт тертя матеріалу носової частини по ґрунту), яка направлена по дотичній під кутом β до осі симетрії.

Спроектувавши всі сили на координатні осі OX і OY , отримаємо

$$\begin{cases} dQ + fdN \sin \beta - dN \cos \beta = 0; \\ -dP + fdN \cos \beta + dN \sin \beta = 0. \end{cases} \quad (2.1)$$

Звідки

$$dP = \frac{f + \operatorname{tg} \beta}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \beta} dQ. \quad (2.2)$$

Оскільки, відповідно до геометричного змісту похідної $y' = \operatorname{tg}(\pi/2 - \beta) = \operatorname{ctg} \beta$, а $\operatorname{tg} \beta = 1/y'$, то

$$dP = \frac{1 + fy'}{y' - f} dQ. \quad (2.3)$$

лобовий опір (W_l), опір циліндричної частини (W_u) пристрою, розмір деформованої (зруйнованої) зони (D_p) і її середню щільність (ρ_{cm}). Визначимо ці параметри. Розрахункова схема для визначення оптимальної форми носової частини і лобового опору наведена на рис. 2.11.

Визначення оптимального кута при вершині конуса

На елементарну поверхню площею dF рухомої носової частини довжиною dL і шириною dS ($dF = dL \cdot dS$) діють активні складові сили dP і dQ , які спрямовані відповідно у напрямку

Силу dQ визначаємо через горизонтальну складову тиску q_x ґрунту, який діє на бічну поверхню носової частини пристрою. Відомо, що середнє значення цього тиску практично не залежить від форми конусного наконечника, тобто виду цільової функції $y(x)$. Це дозволяє розв'язати поставлену задачу оптимізації без знання закону зміни нормального тиску ґрунту на робочу поверхню носової частини залежно від її форми і цільової функції $y(x)$.

Тоді елементарну силу dQ визначимо наступним чином:



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$dQ = q_x dF = q_x dL \cdot dS = q_x \cdot x \cdot d\alpha \sqrt{1 + (y')^2} dx, \quad (2.4)$$

де $d\alpha$ – елементарний центральний кут, який відповідає елементарній поверхні dF .

Вираз (2.3) з урахуванням (2.4) перепишемо у вигляді:

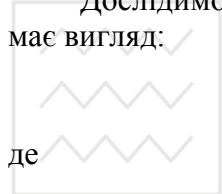
$$dP = q_x \frac{1 + fy'}{y' - f} x \sqrt{1 + (y')^2} d\alpha \cdot dx. \quad (2.5)$$

Після подвійного інтегрування виразу (2.5) отримаємо функціонал для сили P :

$$P = 2\pi \int_0^{d_n/2} q_x \frac{1 + fy'}{y' - f} x \sqrt{1 + (y')^2} dx, \quad (2.6)$$

де d_n – діаметр проколу.

Дослідимо функціонал (2.6) на екстремум, рівняння Ейлера для якого має вигляд:



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$F_{y'}(x, y') = C, \quad (2.7)$$

де

$$F = q_x \cdot \frac{1 + fy'}{y' - f} x \sqrt{1 + (y')^2}, \quad (2.8)$$

C – постійна інтегрування.

Або в розгорнутому вигляді:

$$F_{y'}(x, y') = q_x \cdot \frac{f(y')^3 - 2f^2(y')^2 - fy' - (1 + f^2)}{(y' - f)^2 \sqrt{1 + (y')^2}} \cdot x = C. \quad (2.9)$$

Довільну постійну інтегрування C визначаємо із умови трансверсальності. У зв'язку з тим, що довжина конуса l_3 не обмежена, а його діаметр в основі заданий, тому для будь-яких варіацій δ_y повинна виконуватися умова трансверсальності для вільного кінця кривої (твірної конуса) ОК (точка К):

$$(F - y'F_{y'})\delta x \Big|_{x=\frac{d_n}{2}} + F_{y'}\delta y \Big|_{x=\frac{d_n}{2}} = 0. \quad (2.10)$$

У нашому випадку $\delta x = 0$, а $\delta y \neq 0$, тому умова трансверсальності буде виконуватись, якщо

$$F_{y'} \Big|_{x=\frac{d_n}{2}} = q_x \left(\frac{d_n}{2} \right) \cdot \frac{f(y')^3 - 2f^2(y')^2 - fy' - (1 + f^2)}{(y' - f)^2 \sqrt{1 + (y')^2}} \cdot \frac{d_n}{2} = C = 0. \quad (2.11)$$

Таким чином, якщо $q_x \left(\frac{d_n}{2} \right) \neq 0$ і $\delta y \Big|_{x=\frac{d_n}{2}} \neq 0$, то умова трансверсальності буде виконуватися, якщо $C=0$ і рівняння (2.11) перепишемо у вигляді:

$$f(y')^3 - 2f^2(y')^2 - fy' - (1 + f^2) = 0, \quad (2.12)$$

Рішення диференціального рівняння (2.12) визначає проекцію твірної конуса на ортогональну площину. Дійсний корінь кубічного рівняння (2.12) знайдемо за формулою Кардано:

$$y' = \frac{2}{3}f + A(f) + D(f) = ctg \beta \quad (2.13)$$

$$\left. \begin{matrix} A+ \\ D- \end{matrix} \right\} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot f^4 + 45 \cdot f^2 + 27}{54 \cdot f} \pm \sqrt{\left(\frac{16 \cdot f^4 + 45 \cdot f^2 + 27}{54 \cdot f} \right)^2 - \left(\frac{3 + 4 \cdot f^2}{9} \right)^3}}.$$

Звідки

$$y = \frac{2}{3}fx + (A + D)x + C_1. \quad (2.14)$$

Постійну інтегрування визначимо із граничної умови $y|_{x=0} = 0$, $C_1=0$.

Тому

$$y = \left(\frac{2}{3}f + A + D \right)x. \quad (2.15)$$

У випадку, якщо $f \leq 0,1$, можна прийняти $D = 0$, $A = \sqrt[3]{1/f}$. Тоді

$$y = \left(\frac{2}{3}f + \sqrt[3]{1/f} \right)x \approx \sqrt[3]{1/f} \cdot x. \quad (2.16)$$

Для реалізації мінімуму функціоналу (2.6) повинна задовольнятися умова Лежандра $F_{yy} > 0$. У нашому випадку маємо:

$$F_{yy} = q_x(x) \frac{f(3 + 2f^2)(y')^3 + 3(y')^2 + 3f^3y' + 2 + 3f^2}{(y' - f)^4(1 + y'^2)^{3/2}} x(y' - f). \quad (2.17)$$

Тому що $q_x > 0$ при $x > 0$ і $y' > 0$, то умова Лежандра буде виконуватися, якщо $y' - f > 0$, $y' > f$ або $\operatorname{ctg} \beta = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) > f$. Має місце слабкий екстремум (мінімум) при виконанні нерівності $\beta < \frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} f$. У протилежному випадку задача мінімізації втрачає сенс.

Таким чином, оптимальною формою носової частини ґрунтопроколюючого пристрою є прямий конус з кутом при вершині $2\beta = 45 \dots 55^\circ$, який залежить тільки від коефіцієнта зовнішнього тертя ґрунту (рис. 2.12).

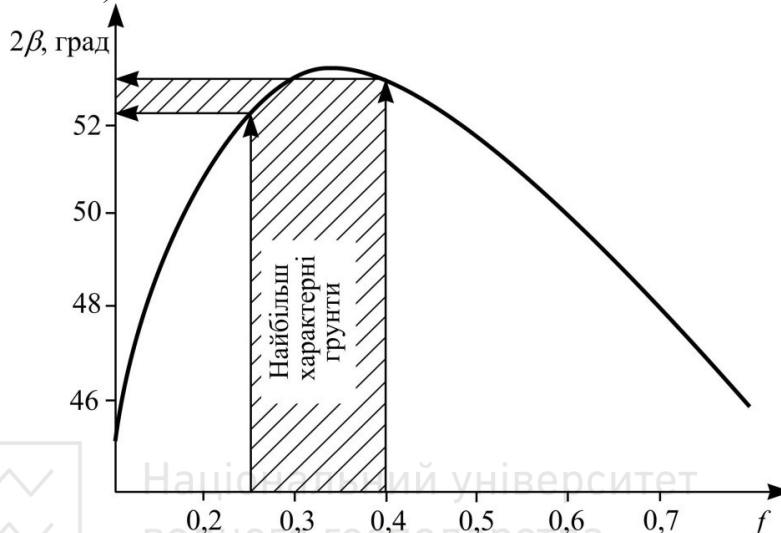


Рис. 2.12. Залежність оптимального кута при вершині прямого конуса носової частини ґрунтопроколюючого пристрою

Визначення лобового опору носової частини ґрунтопроколюючого пристрою (див. рис. 2.10).

Із другого рівняння системи (2.1) маємо:

$$dP = 2\pi(1 + f \operatorname{ctg} \beta) \cdot q(x) x \cdot dx, \quad (2.18)$$

і

$$P = W_n = 2\pi(1 + f \operatorname{ctg} \beta) \int_0^{d_n/2} q(x) x \cdot dx, \quad (2.19)$$

де $q(x)$ – закон розподілення нормального тиску ґрунту на лобову (конусну) частину пристрою.

Визначимо цей закон на основі компресійних кривих для ґрунтів, які можна у першому наближенні представити у вигляді лінійної залежності:

$$e_x = e_0 - C_\kappa q(x), \quad (2.20)$$

де e_x – змінний коефіцієнт пористості ґрунту залежно від деформації x ;

e_0 – початковий коефіцієнт пористості ґрунту (у природному стані); C_k – коефіцієнт компресії ґрунту ($C_k \approx 0,1\omega$, МПа⁻¹; ω – природна вологість ґрунту у відсотках). Коефіцієнти пористості e_x і e_0 можна виразити через щільність ґрунту:

$$e_x = \frac{(1 + \omega) \cdot \rho_{m\phi} - 1}{\rho_x}; \quad e_0 = \frac{(1 + \omega) \cdot \rho_{m\phi} - 1}{\rho_{np}}, \quad (2.21)$$

де $\rho_{m\phi}$ – щільність твердої фази ґрунту (щільність ґрунту при умові, що в ньому відсутні пори); ρ_x – змінна щільність ґрунту по висоті конуса пропорційна зміні площі поперечного перерізу конуса; ρ_{np} – щільність ґрунту у природному стані.

Тоді нормальний тиск ґрунту в кожному поперечному перерізі конуса дорівнює:

$$q(x) = \frac{(1 + \omega)\rho_{m\phi}}{C_k} \left(\frac{1}{\rho_{np}} - \frac{1}{\rho_x} \right). \quad (2.22)$$

Визначимо закон зміни щільності ґрунту по висоті конуса ρ_x на основі закону рівності мас:

$$\frac{\pi d_n^2}{4} \rho_{np} = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - 4x^2) \rho_x \quad (2.23)$$

і підставимо його в залежність (2.22), отримаємо:

$$q(x) = E_{zp} \left(\frac{2x}{d_n} \right)^2, \quad (2.24)$$

де $E_{zp} = \frac{(1 + \omega)\rho_{m\phi}}{C_k \rho_{np}}$ – компресійний модуль деформації ґрунту.

З урахуванням закону зміни нормального тиску (2.24) лобовий опір (2.19) конусного наконечника дорівнює:

$$W_{\lambda} = \frac{8\pi E_{zp}}{d_n^2} (1 + f \cdot \operatorname{ctg} \beta) \int_0^{d_n/2} x^3 dx = \frac{\pi E_{zp} d_n^2}{8} (1 + f \cdot \operatorname{ctg} \beta). \quad (2.25)$$

Залежність лобового опору конусного наконечника від його діаметра в основі показана на рис. 2.13.

Визначення величини деформованої зони ґрунту і довжини задньої фіксуєчої камери біонічно-синтезованих пристроїв.

Із принципу дії підземнорухомих пристроїв (ПРП) випливає, що умовою реалізації поступального розпірно-дискретного руху пристрою є необхідність періодичної фіксації зсунутих у часі і просторі його хвостової і носової частин. Це вимагає дослідження і аналітичного представлення залежності між відповідними параметрами системи ґрунт-фіксуєча камера.

Схема процесу переміщення ПРП і взаємодії з ґрунтом задньої (аналогічно передньої) фіксуєчих камер наведена на рис. 2.14.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

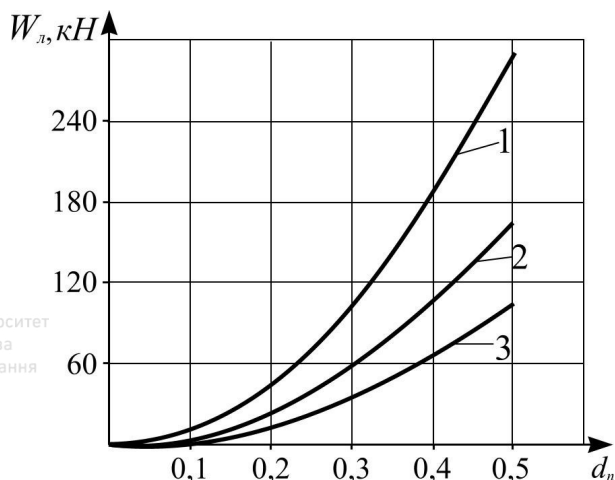


Рис. 2.13. Залежність зусилля заглиблення конічної частини наконечника:

1 – твердий супісок; 2 – напівтвердий суглинок;

3 – тугопластична глина

На рисунку показаний ПРП у вихідному положенні і його основні конструктивні складові (1 – носова частина; 2 і 4 – відповідно передня і задня фіксуєчі камери; 3 – багатоступінчастий силовий блок – лінійний двигун). Взаємозв'язок із ґрунтом задньої фіксуєчої камери і просування вперед відносно неї носової частини показано на рис. 2.14 б. На рис. 2.14, в у зв'язку із аналогією до дії хвостової частини спрощено показано фіксацію носової частини і закінчення процесу підтягування до неї хвостової частини. Рис. 2.14, г ілюструє об'ємне зображення взаємодії з ґрунтом деякого елемента поверхні фіксуєчої камери.

Дискретний рух ПРП у кожному циклі, що періодично змінюється, передбачає збільшення в об'ємі до впирання у стінку (див. рис. 2.14, а, б) попередньо утвореного фрагменту ґрунтової порожнини еластичної оболонки задньої фіксуєчої камери 4 (фіксація хвостової частини) і просування вперед на «крок» S відносно неї носової частини 1. Після цього відбувається зменшення в об'ємі еластичної оболонки задньої фіксуєчої камери 4 з одночасним збільшенням в об'ємі (до впирання у стінку зазначеного фрагмента ґрунтової порожнини) еластичної оболонки передньої фіксуєчої камери 2 (див. рис. 2.14, в). Далі до фіксованої носової частини підтягується на «крок» S хвостова частина 4.

Даний процес необхідно розглядати, виходячи із того, що сила фіксації хвостової частини ПРП відносно попередньо утвореного фрагменту ґрунтової порожнини не повинна бути меншою за силу опору ґрунту носовій частині (силу проколу ґрунту).

Для визначення контактного тиску ґрунту на задню фіксуєчу камеру та її довжини, що зумовлюють силу її фіксації, виділимо на границі пружно-пластичної зони елементарний об'єм ґрунту, товщиною δ (див. рис. 2.14, г).

Ця зона характеризується тим, що в ній настає гранична рівновага напружень між лінійно-деформованою, але не зруйнованою пружною та пластичною (зруйнованою) складовими.

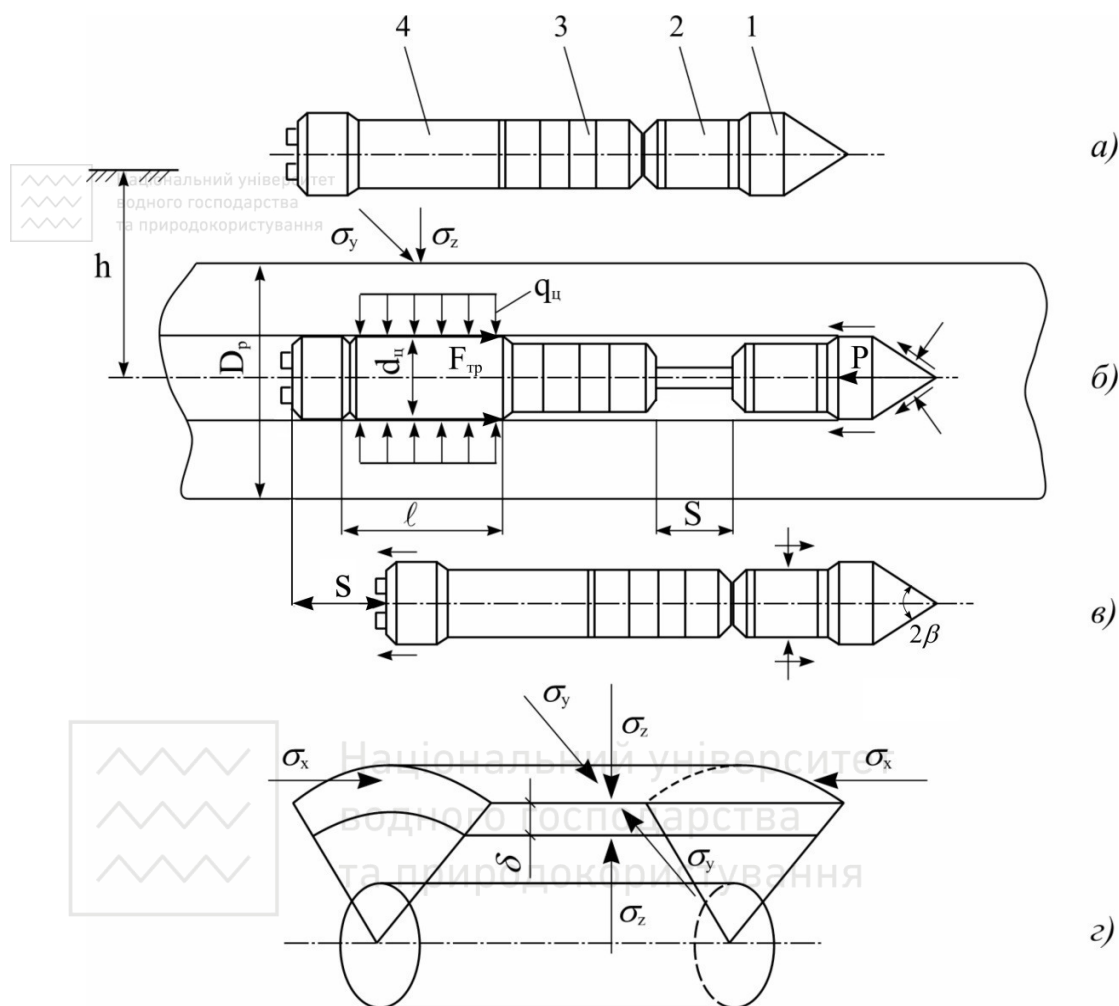


Рис. 2.14. Схема взаємодії еластичних оболонок фіксуючих камер ПРП з ґрунтом під час руху:

- a* – вихідне положення ПРП; *б* – деформація ґрунту в процесі фіксації хвостової частини і просування вперед відносно неї носової частини;
- в* – фіксація просунутої вперед носової частини і закінчення підтягування до неї хвостової частини; *г* – об’ємне зображення взаємодії з ґрунтом елемента поверхні фіксуючих камер

Тому в даному випадку правомірно застосувати рівняння лінійно-деформованих ізотропних середовищ і узагальнений закон Гука для їхнього об’ємно-напруженого стану:

$$\sigma_z = \mu(\sigma_x + \sigma_y) - \gamma_{zp} h, \quad (2.26)$$

де σ_z , σ_x і σ_y – відповідно напруження, які діють на елементарний об'єм на границі пружних і пластичних деформацій; μ – коефіцієнт відносної поперечної деформації (коефіцієнт Пуассона); γ_{zp} – питома сила тяжіння ґрунту; h – глибина проколу.

З урахуванням роботи, прийнемо наступні позначення: $\sigma_z = \sigma_1$, $\sigma_y = \sigma_2$; $\sigma_x = \sigma_3$. У нашому випадку $\sigma_y = \sigma_x = \sigma_3$.

Звідси (2.26) перепишемо у вигляді:

$$\sigma_z = 2\mu\sigma_3 - \gamma_{zp} h. \quad (2.27)$$

Із теорії граничного напруженого стану (закон Кулона для ґрунтів):

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_1 + \sigma_3 + 2c \operatorname{ctg} \varphi_0} = \sin \varphi_0, \quad (2.28)$$

маємо

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_3(1 + \sin \varphi_0) + 2c \cos \varphi_0}{1 - \sin \varphi_0}, \quad (2.29)$$

де σ_1 , σ_3 – головні (найбільше і найменше) напруження; c – коефіцієнт зчеплення ґрунту; φ_0 – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Прирівнюючи (2.27) і (2.29), визначимо

$$\sigma_3 = \frac{\gamma_{zp} h(1 - \sin \varphi_0) + 2c \cos \varphi_0}{(1 + \sin \varphi_0) - 2\mu(1 - \sin \varphi_0)}. \quad (2.30)$$

Підставивши (2.30) у (2.29), отримаємо

$$\sigma_1 = \frac{\gamma_{zp} h(1 + \sin \varphi_0) + 4\mu c \cos \varphi_0}{(1 + \sin \varphi_0) - 2\mu(1 - \sin \varphi_0)}. \quad (2.31)$$

Знак « \rightarrow » вказує на стискаюче напруження.

Величину коефіцієнта Пуассона μ у стані граничної рівноваги визначимо наступним чином.

Із рівняння (2.29) маємо:

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_1(1 - \sin \varphi_0) + 2c \cos \varphi_0}{1 + \sin \varphi_0}. \quad (2.32)$$

Коефіцієнт бокового тиску ζ дорівнює:

$$\zeta = \frac{\sigma_3}{\sigma_1} = \frac{\sigma_1(1 - \sin \varphi_0) + 2c \cos \varphi_0}{\sigma_1(1 + \sin \varphi_0)}. \quad (2.33)$$

Між величинами ζ і μ існує відома залежність:

$$\mu = \frac{\zeta}{1 + \zeta}. \quad (2.34)$$

Підставивши (2.33) у (2.34), визначимо μ

$$\mu = \frac{\sigma_1(1 - \sin \varphi_0) - 2c \cos \varphi_0}{2(\sigma_1 - c \cos \varphi_0)}. \quad (2.35)$$

Тоді вираз (2.31) з урахуванням (2.35) перепишемо у вигляді квадратного рівняння:

$$\begin{aligned} \sin \varphi_0(3 - \sin \varphi_0)\sigma_1^2 + [3c \cos \varphi_0 - 2,5c \sin 2\varphi_0 + \gamma_{zp}h(1 + \sin \varphi_0)]\sigma_1 - \\ - [\gamma_{zp}h(1 + \sin \varphi_0) + 4c \cos \varphi_0]c \cos \varphi_0 = 0. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Звідки

$$\sigma_1 = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A} = \left| \frac{B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A} \right|, \quad (2.37)$$

де

$$\begin{cases} A = \sin \varphi_0(3 - \sin \varphi_0) \\ B = 3c \cos \varphi_0 - 2,5c \sin 2\varphi_0 + \gamma_{zp}h(1 + \sin \varphi_0). \\ C = [\gamma_{zp}h(1 + \sin \varphi_0) + 4c \cos \varphi_0]c \cos \varphi_0 \end{cases} \quad (2.38)$$

Перед коренем у виразі (2.37) необхідно прийняти знак «+», тому що у прийнятому випадку для ідеально сипучого середовища ($c = 0$, $\varphi_0 \neq 0$) напруження будуть приймати нульові значення, а це суперечить фізичній суті процесу.

Напруження σ_1 на границі пружної і пластичної зон створюють зусилля P_1 навколо пластичної зони діаметром D_p (див. рис. 2.13 б), величиною:

$$P_1 = \sigma_1 \pi D_p \ell, \quad (2.39)$$

де ℓ – довжина контакту з ґрунтом задньої фіксуєючої камери.

Дане зусилля сприймається бічною поверхнею задньої фіксуєючої камери ПРП.

Отже,

$$q_y \pi d_y \ell = \sigma_1 \pi D_p \ell, \quad (2.40)$$

де d_y – діаметр задньої фіксуєючої камери у початковому («стиснутому») стані ($d_y \approx d_n$); q_y – контактний тиск ґрунту.


Звідки

$$q_y = \frac{D_p}{d_y} \sigma_1. \quad (2.41)$$

З іншої сторони, після збільшення в об'ємі задньої фіксуєчої камери ПРП від діаметра d_u до D_p (див. рис. 2.13, б) контактний тиск q_u зросте до свого критичного значення $q_{кр}$ по несучій спроможності ґрунту, тобто:

$$q_u = \frac{D_p}{d_u} \sigma_1 = q_{кр} = \left(\gamma_{zp} h + \frac{c}{tg \varphi_0} \right) tg^4 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_0}{2} \right). \quad (2.42)$$

Звідки




$$\frac{D_p}{d_u} = \frac{\left(\gamma_{zp} h + \frac{c}{tg \varphi_0} \right) tg^4 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_0}{2} \right)}{\sigma_1} = \lambda. \quad (2.43)$$

Після формування ґрунтової порожнини циліндричною частиною задньої фіксуєчої камери до необхідного діаметра, вона припиняє деформування ґрунту. З цього моменту часу ($t = 0$) у напруженому середовищі встановлюється статична рівновага, коли напруження, які характеризують стан середовища, релаксують (змінюються у часі) в результаті зменшення пружної складової деформації. Такий стан середовища описується рівнянням:

$$q_u = q_{кр} e^{-K t_z / K_\delta}, \quad (2.44)$$

де K – модуль пружної об'ємної деформації; K_δ – коефіцієнт динамічної в'язкості; t_z – час контакту з ґрунтом еластичної оболонки задньої фіксуєчої камери. Час t_z дорівнюватиме:



$$t_z = \frac{S}{v}, \quad (2.45)$$

де S – довжина «кроку» ПРП в процесі руху; v – швидкість просування вперед його носової частини.

Тоді

$$q_u^{min} = \frac{q_{кр}}{e^{\frac{KS}{K_\delta v}}}. \quad (2.46)$$

Для забезпечення можливості переміщення вперед носової частини ПРП необхідно, щоб сила фіксації хвостової частини, яка зумовлена контактним тиском q_u ґрунту (сила тертя F_{mp}), була не меншою за силу опору носовій частині $P = W_n$ (2.25):


$$F_{mp} = \frac{q_{кр} tg \varphi}{e^{\frac{KS}{K_\delta v}}} \pi d_u \ell \geq P, \quad (2.47)$$

де φ – кут зовнішнього тертя ґрунту (об еластичну оболонку задньої фіксуєчої камери).

Звідки

$$\ell \geq \frac{Pe^{\frac{KS}{K_{\delta v}}}}{\pi d_u q_{kp} \operatorname{tg} \varphi}. \quad (2.48)$$

У зв'язку з динамічністю процесу проколювання час циклу складає $t_c < 0,1$ с, а тому явищем релаксації напружень можна знехтувати. У цьому випадку:



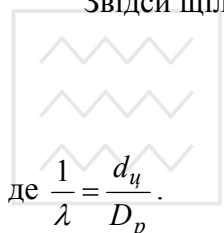
$$\ell \geq \frac{P}{\pi d_u q_u \operatorname{tg} \varphi} = \frac{E_{sp} \cdot d_u}{8 q_u \cdot \operatorname{tg} \varphi} (1 + f \operatorname{ctg} \beta). \quad (2.49)$$

Визначимо середню щільність ґрунту в циліндричній стінці порожнини, товщиною Δ_c ($\Delta_c = \frac{D_p - d_u}{2}$), іншими словами в пластичній зоні. Оскільки, у першому наближенні, можна вважати, що об'єм частинок ґрунту, який витісняється носовою частиною, при проколюванні повністю переходить у стінку утворюваного фрагменту ґрунтової порожнини і тим самим ущільнює її, то на основі рівності мас правомірно записати, що

$$\frac{\pi D_p^2}{4} \ell \rho = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_u^2) \ell \rho_{cm}, \quad (2.50)$$

де ρ і ρ_{cm} – відповідно щільність ґрунту у ґрунтовому масиві (природний, недеформований стан) і у стінці ґрунтової порожнини.

Звідси щільність ґрунту у стінці порожнини визначиться як



$$\rho_{cm} = \frac{\rho}{1 - \frac{1}{\lambda^2}}, \quad (2.51)$$

де $\frac{1}{\lambda} = \frac{d_u}{D_p}$.

З метою кількісної оцінки основних аналітичних залежностей, що описують систему **ґрунт-фіксуєча камера** ПРП, було побудовано для твердого супіску, напівтвердого суглинка й тугопластичної глини графічні залежності між: стискаючим напруженням, яке діє на елементарний об'єм ґрунту в області, що охоплює еластичну оболонку задньої фіксуєчої камери ПРП від глибини прокладання ґрунтової порожнини (рис. 2.15); співвідношенням діаметрів, які охоплюють області пружних і пластичних деформацій навколо цієї ж порожнини (рис. 2.16) та контактного тиску ґрунту на еластичну оболонку задньої фіксуєчої камери від означеної вище глибини (рис. 2.17).

Із рис. 2.15 видно, що стискаюче напруження в пружно-пластичній зоні ґрунтової області, яка охоплює еластичну оболонку задньої фіксуєчої камери ПРП, із зростанням глибини від 0,500 до 2,500 м також зростає: для твердого супіску від 57 до 104 кПа; напівтвердого суглинка від 120 до 170 кПа і

тугопластичної глини від 112 до 176 кПа. Це призводить до зменшення із зростанням глибини діаметра D_p зони пружних деформацій за рахунок збільшення діаметра d_u зони пластичних деформацій. Іншими словами, до

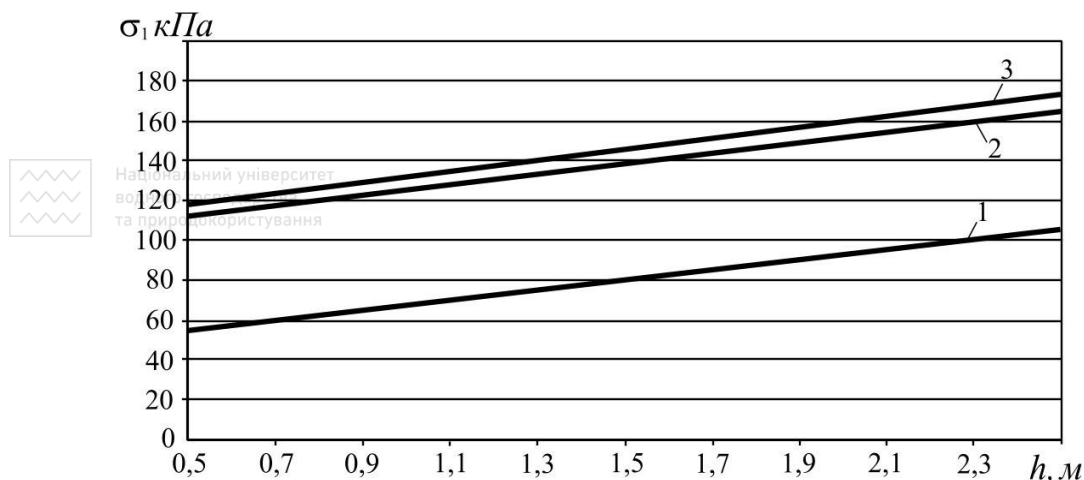


Рис. 2.15. Залежність стискаючого напруження σ_1 від глибини прокладання порожнини для: 1 – твердого супіску; 2 – напівтвердого суглинку; 3 – тугопластичної глини

зменшення коефіцієнта λ ($\lambda = \frac{D_p}{d_u}$) для твердого супіску від 5,98 до 5,38,

тугопластичної глини від 4,30 до 4,00 і напівтвердого суглинку від 4,80 до 4,30 (див. рис. 2.16). Дані аналітичних досліджень співпадають із експериментальними даними інших авторів. При цьому зменшення

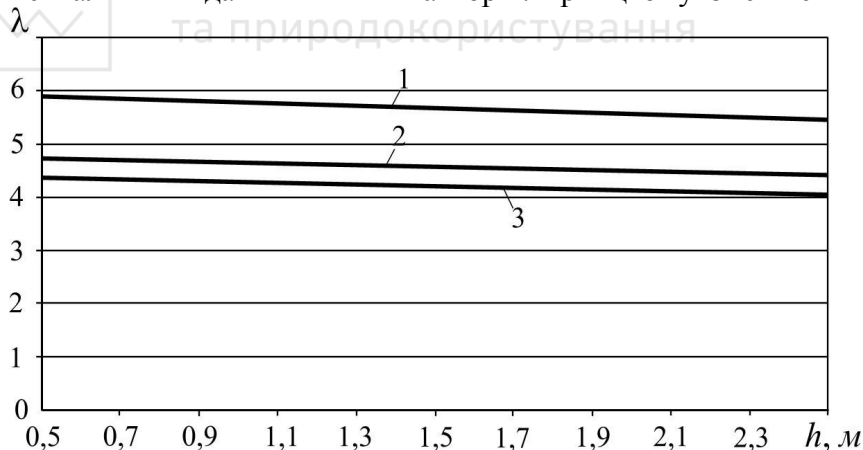


Рис. 2.16. Залежність коефіцієнта λ , що визначається відношенням діаметра D_p зруйнованої зони до діаметра d_u ($d_u \approx d_n$) ґрунтової порожнини, від глибини h її укладання для: 1 – твердого супіску; 2 – напівтвердого суглинку; 3 – тугопластичної глини

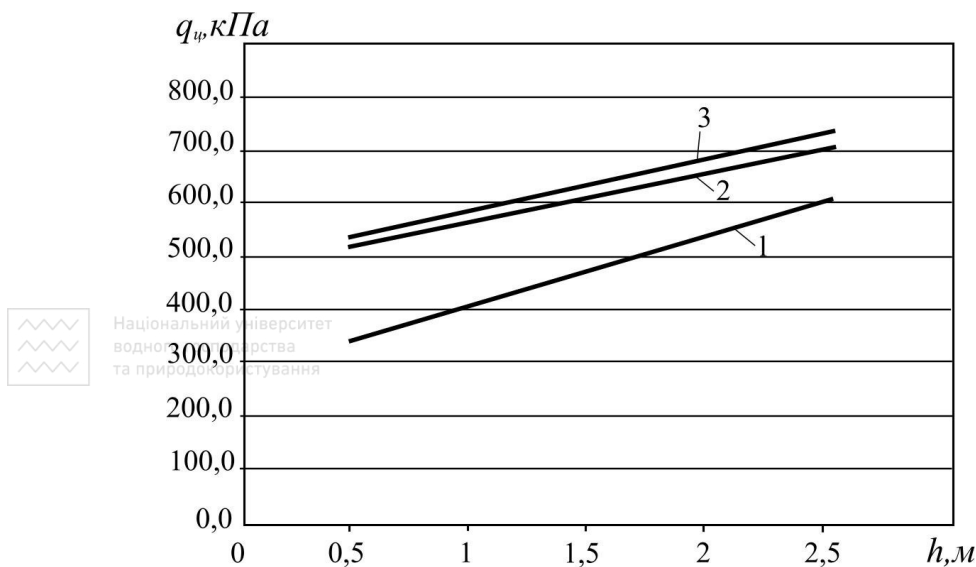


Рис. 2.17. Залежність контактної тиску $q_{ц}$ ґрунту на еластичну оболонку задньої фіксуючої камери від глибини h порожнини для:
1 – твердого супіску; 2 – напівтвердого суглинку;
3 – тугопластичної глини

коефіцієнта λ при збільшенні стискаючого напруження σ_1 для зазначених глибин в кінцевому результаті призводить до збільшення контактної тиску $q_{ц}$ (див. рис. 2.17) ґрунту на еластичну оболонку задньої фіксуючої камери для твердого супіску від 285 до 630 кПа, напівтвердого суглинку від 475 до 720 кПа і тугопластичної глини від 500 до 780 кПа.

Визначення опору переміщення ґрунтопроколюючого пристрою. У деякий момент часу, який прийнятий за початок відліку часу ($t=0$), в поперечному перерізі основи конуса діє максимальний контактний тиск (2.41). Якщо $t>0$, то тиск на циліндричній частині довжиною 0,1...0,2 м ґрунтопроколюючого пристрою зменшується до 0,016...0,035 МПа для діаметрів циліндра від 0,1 до 0,35 м. Із збільшенням діаметра залишковий тиск зростає. Тому, якщо $l_y \leq 0,2 \text{ м}$ – $q_y^{cep} = \frac{D_p}{2d_n} \sigma_1$, а якщо $l_y > 0,2 \text{ м}$, то тиск залежно від діаметра знаходиться у межах $q_3 = 0,016...0,035 \text{ МПа}$.

Тоді опір циліндричної частини і сумарний опір пристрою дорівнює:

$$W_y = 0,1\pi\lambda f d_n \sigma_1 + \pi f d_n (l_y - 0,2) q_3 \quad (2.52)$$

$$P_{\Sigma} = W_n + W_y = \frac{\pi E_{cp} d_n^2}{8} (1 + f \operatorname{ctg} \beta) + 0,314 \lambda f d_n \sigma_1 + 3,14 f d_n (l_y - 0,2) q_3. \quad (2.53)$$

Залежність сумарного опору заглиблення на глибині 1,5 м від діаметра проколу наведена на рис. 2.18 ($l_u=0,5$ м)

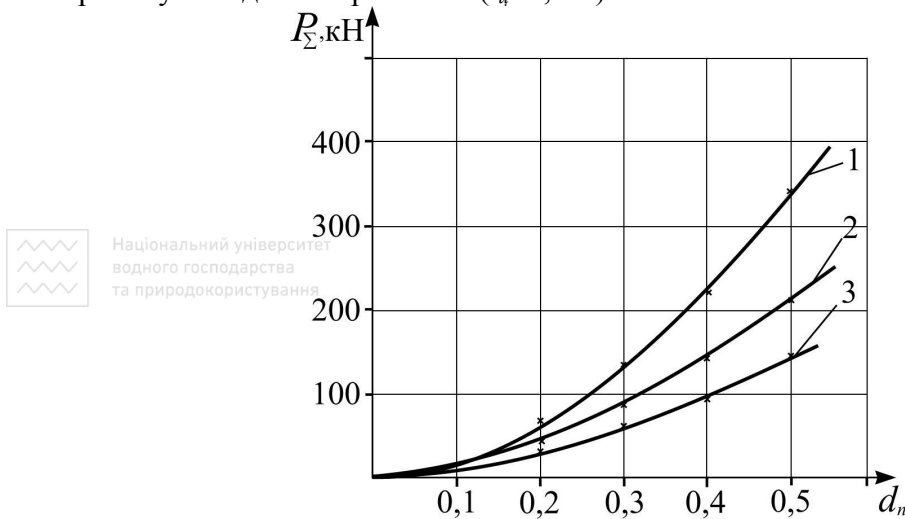


Рис. 2.18. Залежність сумарного опору переміщенню конічно-циліндричного ґрунтопроколюючого пристрою від діаметра проколу:

1 – твердий супісок; 2 – напівтвердий суглинок; 3 – тугопластична глина

2.4. Прокладання підземних комунікацій способом продавлювання

Загальні поняття про продавлювання і вібропродавлювання. Спосіб продавлювання є найбільш універсальним способом прокладання жорстких труб, він найкращим чином забезпечує збереження дорожнього покриття і полотна. *За своєю фізичною суттю спосіб продавлювання відрізняється від проколювання тим, що якщо в останньому випадку ґрунт ущільнюється у стінки свердловини, то у процесі продавлювання більша частина ґрунту проходить у порожнину труби, звідки видаляється різними способами, а частина ґрунту ущільнюється.*

Відомі установки, які дозволяють продавлювати сталеві труби діаметром 0,5...2,0 м на довжину до 80...100 м, середня швидкість проходки складає 5...15 м/год. Для прокладання залізобетонних труб на кінець труби закріплюється металеве різальне кільце.

Для зменшення опору ґрунту статичному продавлюванню застосовують метод гідропродавлювання, при якому вода під тиском подається через отвори у ґрунтового наконечнику. Воду подають відцентровими насосами або мотопомпами, а воду, яка повертається у котлован, відкачують грязьовими насосами.

Спосіб гідропродавлювання рекомендується застосовувати для утворення свердловин за населеними пунктами, якщо наявні джерела забезпечення водою і місця скидання пульпи.

Перевагою гідропродавлювання є простота виконання робіт з достатньо високою швидкістю утворення свердловини (до 30 м за зміну). Недоліки способу – порівняно невелика довжина свердловини (20...30 м), значні відхилення свердловини від заданого напрямку, незручні умови роботи через повернення води у котлован.

Установки для продавлювання ґрунту використовують для прокладання труб діаметром від 0,5 м до 2,0 м довжиною до 80 м. Продавлюватись можуть різні за формою і матеріалом труби. Для прокладання залізобетонних труб на кінець труби закріплюється металеве різальне кільце. Установки для продавлювання мають більш потужні силові агрегати і пристрої, які дозволяють створювати зусилля подачі до 10 МН.

Установки для вібровакуумного продавлювання ґрунтів (рис. 2.19) створюють свердловину за рахунок спеціальної желонки 4, яка за допомогою лебідки 1 і силових штанг 3 придавлюється відкритим кінцем у ґрунтовий масив. Всередині желонки 4 утворюється замкнений простір, із якого вакуум-насосом 2 відсмоктується повітря. Крім того, желонка 4 може здійснювати направлені коливання від закріпленого на ній вібратора.

При просуванні желонки 4 порожнина труби заповнюється ґрунтовим керном. Збільшення довжини керна, пропорційне просуванню, призводить до зростання сили для його проштовхування всередині труби. В зв'язку з цим kern ущільнюється і його довжина завжди менша довжини заглибленої труби. Тому продавлювання повинно супроводжуватися безперервним або періодичним видаленням ґрунту із труби. В іншому випадку ущільнення керна збільшить лобовий опір до критичного значення, при якому kern переміщується з трубою як єдине ціле.

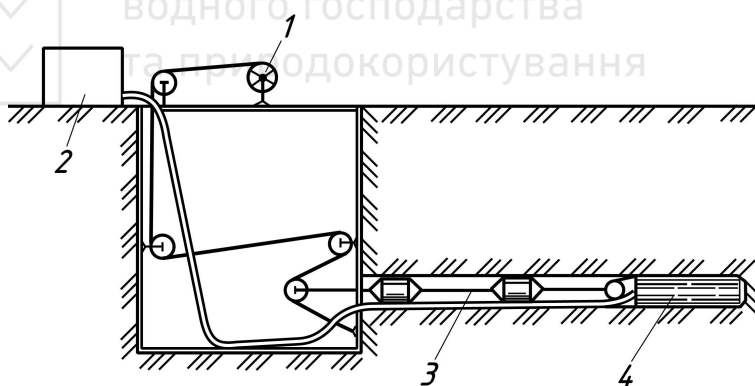


Рис. 2.19. Схема вібровакуумного продавлювання ґрунту:

1 – лебідка; 2 – вакуум-насос; 3 – силові штанги;

4 – желонки з вібратором

Ґрунт із труб діаметром 0,5...0,8 м видаляється гідравлічним способом, для більшого діаметра труб застосовують малогабаритні

грунтозавантажувальні машини, стрічкові і скребкові конвеєри, вузькоколіїний рельсовий транспорт.

Розрахунок напірного зусилля для продавлювання циліндрично-трубчастого наконечника труб. Напірне зусилля (рис. 2.20) формується із сил опору проникнення конусної частини циліндрично-трубчастого наконечника W_k , опорів по зовнішній W'_u і внутрішній W''_u циліндричних поверхнях інструмента, а також із опору сили тертя керна по трубі $W_{кр}$. Розрахункова схема взаємодії циліндрично-трубчастого наконечника з ґрунтом представлена на рис. 2.20. На зовнішню поверхню інструмента діє нормальний тиск від стінок свердловини q'_u , на внутрішню – нормальний тиск від керна q''_u . На лінії переходу циліндричних поверхонь інструмента на зовнішній і внутрішній конуси на останні відповідно діє нормальний тиск q'_k і q''_k пропорційний куту загострення інструмента α :

$$q'_k = q'_u \operatorname{tg} \alpha; \quad q''_k = q''_u \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.54)$$

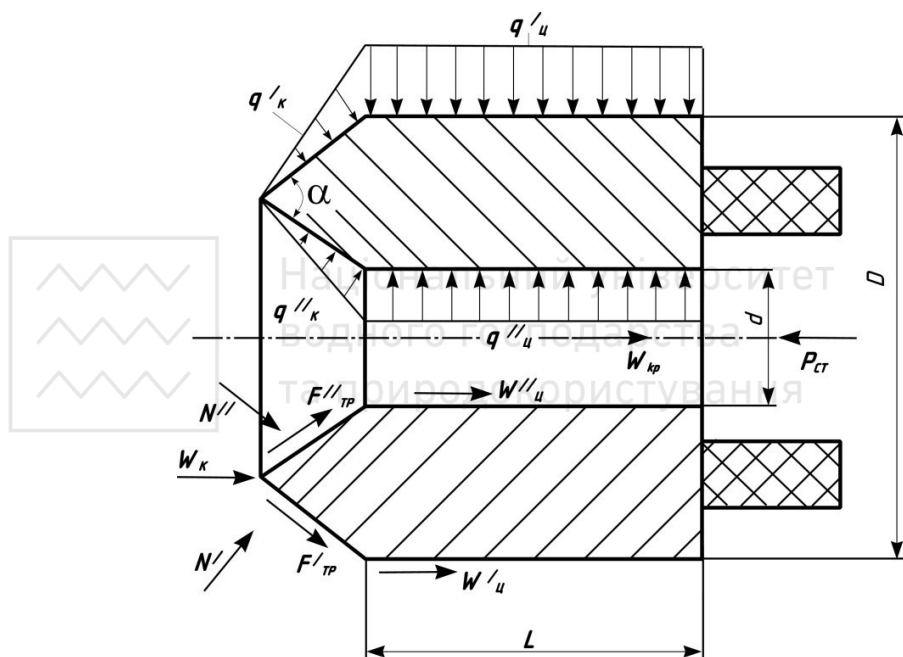


Рис. 2.20. Схема дії сил на циліндрично-трубчастий наконечник

Тоді

$$q'_{к.сп.} = \frac{q'_u}{2} \operatorname{tg} \alpha; \quad q''_{к.сп.} = \frac{q''_u}{2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.55)$$

Бічні площі зрізаних конусів дорівнюють:
зовнішнього

$$S' = \frac{\pi}{16} (3D + d)(D - d) \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.56)$$

внутрішнього

$$S'' = \frac{\pi}{16} (3d + D)(D - d) \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.57)$$

де D і d – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри циліндрично-трубчастого наконечника.

Нормальні реакції (N', N'') і сили тертя (F'_{mp}, F''_{mp}), які діють на зовнішній і внутрішній конуси наконечника:

$$N' = q'_{к.ср} S' = \frac{\pi}{32} (3D + d)(D - d) \frac{tg \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} q'_u, \quad (2.58)$$

$$N'' = q''_{к.ср} S'' = \frac{\pi}{32} (3d + D)(D - d) \frac{tg \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} q''_u, \quad (2.59)$$

$$F'_{mp} = f q'_{к.ср} S' = f \frac{\pi}{32} (3D + d)(D - d) \frac{tg \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} q'_u, \quad (2.60)$$

$$F''_{mp} = f q''_{к.ср} S'' = f \frac{\pi}{32} (3d + D)(D - d) \frac{tg \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} q''_u, \quad (2.61)$$

де f – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

Тоді

$$\begin{aligned} W_{\kappa} &= (N' + N'') \sin \frac{\alpha}{2} + (F'_{mp} + F''_{mp}) \cos \frac{\alpha}{2} = \\ &= \frac{\pi}{32} (D - d) tg \alpha \left[(3D + d) q'_u + (3d + D) q''_u \right] \left(1 + f ctg \frac{\alpha}{2} \right). \end{aligned}$$

Нормальний тиск q'_u і q''_u створюють на зовнішній і внутрішній поверхнях інструмента сили тертя:

$$F'_{mpu} = \pi D L q'_u f; \quad F''_{mpu} = \pi D L q''_u f. \quad (2.62)$$

Крім визначених сил, опір створює сила тертя керна всередині труби:

$$F_{mpk} = \frac{\pi d^2}{4} L_{np} \gamma_{кр} f, \quad (2.63)$$

де L_{np} – довжина проходки; $\gamma_{кр}$ – питома сила тяжіння керна.

Таким чином, статичне зусилля для проникнення циліндрично-трубчастого наконечника труб дорівнює:

$$P_{cm} = \frac{\pi}{32}(D-d)tg\alpha[(3D+d)q'_u + (3d+D)q''_u]\left(1 + fctg\frac{\alpha}{2}\right) + \pi Lf(Dq'_u + dq''_u) + \frac{\pi d^2}{4}L_{np}\gamma_{kp}f. \quad (2.64)$$

У випадку динамічного прикладання навантаження до інструмента кільцеподібного перерізу:

$$P_o = (2,58...2,96)P_{cm}. \quad (2.65)$$

Отриманий вираз (2.64) показує, що статичне зусилля P_{cm} значним чином залежить від співвідношення діаметрів циліндрично-трубчастого наконечника $K_d=D/d$, тиску ґрунту на інструмент q'_u і q''_u і коефіцієнта зовнішнього тертя ґрунту f , які визначені експериментально.

Залежності нормального тиску і коефіцієнта тертя ґрунту на циліндричній частині наконечника наведені на рис. 2.21. Для розрахунків у першому наближенні можна прийняти $q'_u = q''_u = q_u$.

Питома сила тяжіння ґрунту у керні апроксимована залежністю

$$\gamma_{kp} = (aD^2 - bd + c)g, \quad (2.66)$$

де $a=16 \cdot 10^3$ кг/м⁵; $b=21 \cdot 10^2$ кг/м⁴; $c=0,38 \cdot 10^3$ кг/м³.

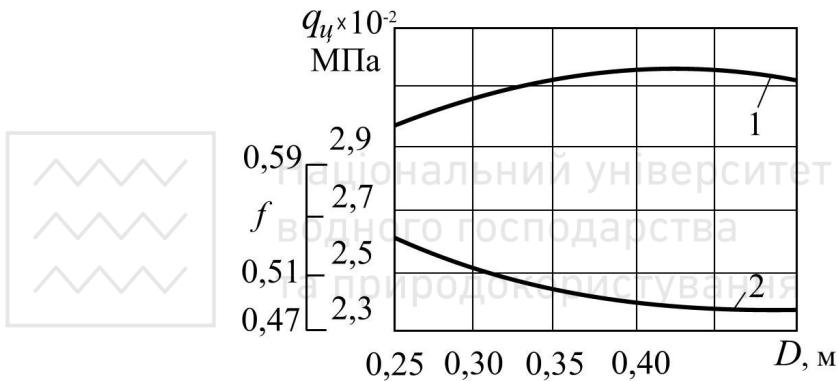


Рис. 2.21. Залежності нормального тиску ґрунту і коефіцієнта тертя на циліндричній частині наконечника від діаметра свердловини:

1 – $q_u=f(D)$; 2 – $f=f(D)$

2.5. Прокладання підземних комунікацій способом горизонтального буріння

Установки горизонтального буріння розробляють ґрунт у вибої свердловини способом різання. Видалення зруйнованого ґрунту здійснюється механічним або гідромеханічним способом. Ці установки забезпечують прокладання трубопроводів діаметром 325...1420 мм довжиною 40...60 м.

Шнекові установки горизонтального буріння (рис. 2.22) мають робочий орган у вигляді різальної головки 1 з напрямною голкою, яка закріплена на

осі шнека 12. Шнек 12 розміщений всередині труби 11, що прокладається, і служить для транспортування розробленого ґрунту. Такі шнекові установки призначені для прокладання труб у ґрунтах I..VI категорії без твердих включень. Для буріння свердловин у скельних породах установки створюються на базі тракторів і мають фрезерний робочий орган (див. рис. 2.22). Зруйнована порода видаляється гвинтовим конвеєром, який розміщений всередині труби, що прокладається.

Бурошнекові установки, які випускаються «Херренкнехт» спільно з «Бортек ГмбХ» (рис. 2.23), використовуються для прокладання каналізаційних мереж і трубопроводів, а також для виконання проходок під інфраструктурними об'єктами. Основна галузь їх застосування – безтраншейне прокладання трубопроводів малого діаметра: від 0,2 до 0,4 м і довжиною проходки 120 м.

Бурошнекові установки працюють за принципом транспортування розробленого ґрунту шнеками. Пілотні труби з подвійною стінкою і оптичним каналом продавлюються у ґрунт і забезпечують керованість буріння, далі розширення свердловини виконує ріжуча головка і подає ґрунт на шнеки. Передня частина шнека виконана таким чином, що дозволяє

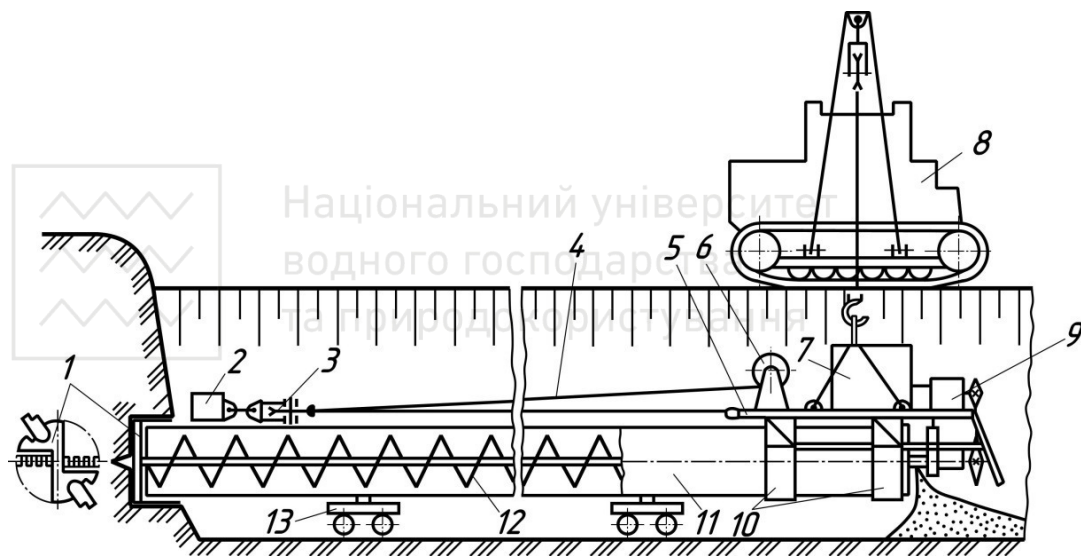


Рис. 2.22. Установка горизонтального буріння:

- 1 – різальна головка; 2 – якор; 3 – обойма тягового поліспасти;
- 4 – поліспаст; 5 – рама; 6 – тягова лебідка; 7 – двигун;
- 8 – кран-трубоукладач; 9 – трансмісія; 10 – хомути кріплення труби;
- 11 – труба-кожух; 12 – шнек; 13 – напрямні візки

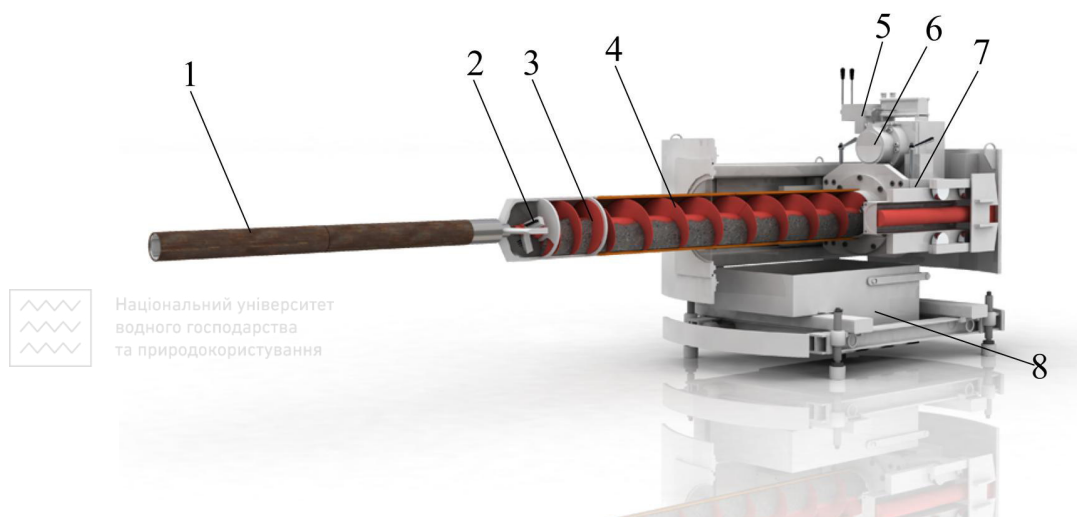


Рис. 2.23. Типова компактна бурошнекова установка фірми Herrenknecht для прокладання труб діаметром 200...400 мм:

- 1 – пілотна труба; 2 – ріжуча головка; 3 – обсадні труби; 4 – шнек;
5 – блок керування; 6 – гідромотор; 7 – блок продавлювання і буріння;
8 – баддя для ґрунту

розробляти обводнені ґрунти (до трьох метрів нижче рівня ґрунтових вод), основна частина шнека подає розроблений ґрунт у сторону стартової шахти. Бурошнековою установкою керує оператор за допомогою блока клапанів, що розташовані безпосередньо біля блока продавлювання і буріння. Необхідний крутний момент передається на шнеки за допомогою гідромотора і ланцюгової передачі. Труби вдавлюються у ґрунт, а крутний момент передається на ріжучу головку через шнек. Ґрунт, що розробляється шнеками, транспортується назад у стартову шахту до бадді, якою піднімається на денну поверхню. Таким чином, проходка виконується труба за трубою. В приймальній шахті, у міру продавлювання робочої труби, сталі обсадні труби секція за секцією піднімаються на поверхню.

2.6. Прокладання підземних комунікацій способом розкочування

Суть способу. Спосіб розкочування являє собою процес утворення циліндричної свердловини шляхом деформації і ущільнення ґрунту розкочувальним механізмом – розкатником. Останній складається із конічних котків, які установлені на валу один за одним на підшипниках кочення. Осі котків зміщені відносно поздовжньої осі пристрою так, що при його обертанні котки рухаються по гвинтовій лінії і розкатник вгвинчується у ґрунт й утворює свердловину. При обертанні вала і осьовій подачі котки обкочуються по вибою і формують стінки горизонтальної або похилої свердловини. Кожний наступний коток збільшує діаметр свердловини

порівняно з попереднім котком. Ґрунт при цьому витісняється у радіальному напрямку і навколо свердловини утворюється ущільнена зона, яка перевищує діаметр свердловини у три-чотири рази. Робота розкатника подібна роботі групи котків, у якій кожний наступний важчий попереднього.

При роботі в ґрунтах, що стискаються, розкатник залишає після себе свердловину зі стійкою циліндричною поверхнею, в яку можуть бути прокладені комунікації різного призначення. Розкатник може працювати і в ґрунтах з твердими включеннями, якщо розмір останніх не перевищує $\frac{1}{3}$ діаметра розкатника. Тверді включення втискаються у стінки свердловини.

Перевагою цього способу є відсутність необхідності у використанні пересувних установок або компресорів, виключається просідання ґрунту на поверхні. Однак, розкатники не варто застосовувати в умовах насиченості комунікаціями підземного простору, тому що через різке ущільнення ґрунту може відбутися деформація раніше укладених комунікацій.

Для роботи розкатника необхідна пілотна свердловина.

Установки для розкочування свердловин у ґрунті – це установки безударної дії з самозагвинчуванням робочим органом для розкочування горизонтальних, вертикальних і нахилених свердловин. Вони отримують все більшого розповсюдження.

Ґрунтопрохідна установка для безтраншейного прокладання підземних комунікацій (рис. 2.24) складається із розкатника 5, станка 3 для привода розкатника, штанги 4 змінної довжини, пересувної маслостанції 1 і пульта керування 2.



Рис. 2.24. Схема установки з розкатником ґрунту для утворення горизонтальних свердловин:

1 – силова станція; 2 – пульт керування; 3 – привідний станок;
4 – штанга; 5 – розкатник ґрунту

Розкатник (рис. 2.25) складається із привода (мотор-редуктора) 2 і жорстко з'єднаного з його вихідним валом робочого органа. Останній являє собою консольний ексцентриковий вал 3, на шийках якого установлені вільно обертові конічні котки 4. Шийки вала і, відповідно, осі котків 4 розвернуті під

кутом φ до поздовжньої осі вала. При обертанні вала котки перекочуються по спіралі, центром якої є вісь робочого органа і загвинчуються у ґрунт, формуючи свердловину 1 з ущільненими стінками. Кут φ визначає крок загвинчування котка, тобто подачу робочого органа за один оберт ексцентрикового вала. Число котків на валу робочого органа залежить від технології виконання робіт і довжини (глибини) проходки.

Приводний мотор-редуктор обладнаний ребрами 5 для сприйняття реактивного крутного моменту при обертанні вала робочого органа. Привод розкатника живиться за рахунок кабелю 6 або гідротрубопроводу високого тиску. Частота обертання вала розкатника безступенево регулюється у широкому діапазоні. Середня швидкість проходки свердловини у різних ґрунтах 10...20 м/год.

Крім проходки свердловин під комунікації, розкатники використовують для підсилення основ фундаментів діючих будівель і споруд розкочуванням свердловин під буронабивні палі і т. ін.

Маслостанція складається із гідравлічного насоса з приводним двигуном, бака для масла і пускорегулюючої апаратури. Станок для подачі розкатника включає основу, каретку з механізмом її переміщення і направляючу, якою рухається каретка. На каретці установлений гідромотор для привода розкатника. Станок створює через штангу необхідне натискне зусилля робочого органа.

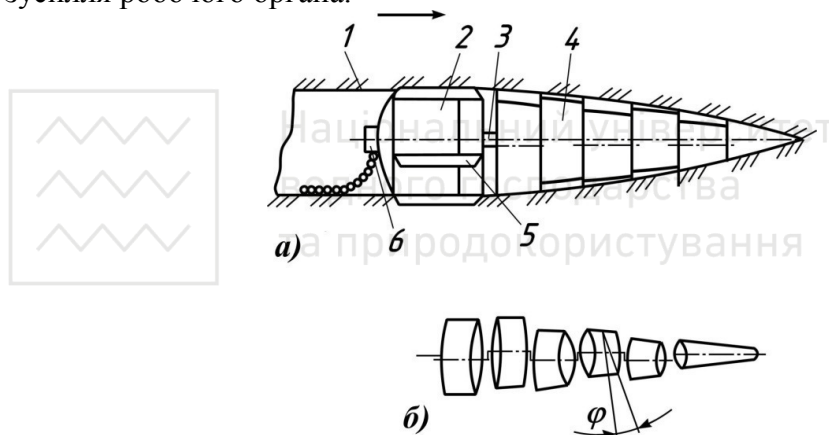


Рис. 2.25. Схема розкатника ґрунту:

- а – принципова схема; б – схема установки котків;
 1 – свердловина; 2 – привод; 3 – ексцентриковий вал; 4 – конічні котки;
 5 – ребра-ґрунтозачіпи; 6 – кабель або гідротрубопровід

Перед початком робіт із проходки станок установлюють на попередньо спланованій площадці з наступною фіксацією його положення анкерами. Направляючу орієнтують гвинтовим регулюючим механізмом по проектній осі майбутньої свердловини. Потім включають механізм переміщення каретки і втискають розкатник у ґрунт з одночасним включенням гідромотора привода розкатника.

Після проникнення розкатника у ґрунт на всю його довжину привод розкатника виключають, каретку від'єднують від розкатника і повертають у вихідне положення. Розкатник і гідромотор його привода з'єднують проміжною штангою, і цикл проходки повторюють. У міру проникнення розкатника у ґрунт штангу нарощують інвентарними секціями. Установка забезпечує проходку горизонтальних свердловин діаметром 50...230 мм на відстань до 50 м.

Установки комплектуються набором розкатників діаметром 50, 80, 140, 200 і 230 мм. Ґрунтопрохідні установки з розкатниками ґрунту постійно удосконалюються, розширюються їхні технічні можливості. У перспективі передбачається створення розкатників для проходки свердловин діаметром до 2,0 м.

Установки для розкочування ґрунту екологічно безпечні, безшумні у роботі, не передають динамічні навантаження на будівельні конструкції і діючі комунікації, не мають негативного впливу на обслуговуючий персонал.

Визначення основних параметрів розкатника ґрунту. До основних параметрів розкочувального проходчика свердловин відносяться довжина розкатника, крок подачі, крутний момент на валу, його частота обертання і необхідна потужність на привод.

Сумарна довжина розкочувального проходчика свердловин

$$L = (5...7) D_p, \quad (2.66)$$

де D_p – діаметр розкочування свердловини.

Крок подачі розкатника назначається у межах

$$t_p = (0,02...0,04) D_p, \quad (2.67)$$

Крутний момент на валу робочого органа визначається залежністю

$$M_{кр} = K_M D_p^3, \text{ Нм}, \quad (2.68)$$

де K_M – коефіцієнт, який залежить від показника консистенції ґрунту B_K (для $B_K=0$, $K_M=5,1 \cdot 10^4$; $B_K=0,15$, $K_M=3,5 \cdot 10^4$; $B_K=0,25$, $K_M=2,5 \cdot 10^4$; $B_K=0,35$, $K_M=1,6 \cdot 10^4$; $B_K=0,45$, $K_M=8,5 \cdot 10^3$; $B_K=0,55$, $K_M=4,0 \cdot 10^3$; $B_K=0,65$, $K_M=2,0 \cdot 10^3$; $B_K=0,75$, $K_M=1,15 \cdot 10^3$).

Раціональна частота обертання ексцентрикового вала

$$n = \frac{K_\theta L}{D_p t_p}, \quad (2.69)$$

де K_θ – коефіцієнт, який залежить від показника консистенції ґрунту B_K (для $B_K=0,25$, $K_\theta=165$; $B_K=0,5$, $K_\theta=130$; $B_K=0,75$, $K_\theta=110$).

Необхідну потужність на привод розкатника свердловин визначаємо виразом

$$N = \frac{\pi n M_{кр}}{3 \cdot 10^4}, \text{ кВт}. \quad (2.70)$$

2.7. Прокладання підземних комунікацій способом направленого буріння

Цей метод буріння називають по-різному: горизонтально направлене буріння (ГНБ), горизонтально-похиле буріння (ГПБ), похило-спрямоване буріння, направлено-кероване, безтраншейне прокладання, міжнародна назва – HDD (horizontal directional drilling) та ін. Найважливішою особливістю методу є те, що рух інструмента направляється обраною трасою трубопроводу. Це і визначило назву даного підрозділу.

Направлене буріння – багатоетапна технологія безтраншейного прокладання підземних інженерних комунікацій за допомогою спеціалізованих мобільних бурових установок, яка дозволяє вести керовану проходку криволінійною траєкторією, розширювати свердловину, протягувати трубопровід. Буріння виконується під контролем систем радіолокації та з використанням бентонітових (полімерних) бурових розчинів.

Технологія способу. Вперше спосіб розроблений і впроваджений Мартіном Черрінгтоном (Martin Cherrington) у США в 1971 році, коли корпорація «Titan Contractors» проклала трубопровід діаметром 115,6 мм і довжиною 231,6 м під річкою Паджейро (Pajero River) у Каліфорнії.

Прокладання інженерних комунікацій методом направленого буріння здебільшого здійснюється у три етапи (рис. 2.26):

- направлене буріння пілотної свердловини за проектною трасою;
- одноразове або послідовно-багаторазове розширення свердловини до необхідного діаметра бурового каналу, що дозволяє протягувати трубопровід проектного діаметра;
- протягування комунікаційного трубопроводу (захисного футляра) через буровий канал, у напрямку від точки виходу бура до бурової установки.

Принцип цієї технології полягає у наступному. Першопочатково трасою майбутнього трубопроводу бурять пілотну свердловину. Бурова головка обладнана вмонтованим передавачем. Передавач може бути установлений і на буровій штанзі поблизу бурової головки. Сигнал від передавача попадає на переносний приймач, що дозволяє безперервно контролювати напрямок, глибину та інші параметри буріння. Ця система у режимі реального часу забезпечує керування буровою головкою у просторі з безперервною передачею всіх даних про положення головки на екран монітора. Бурова головка установки має асиметричну форму. Постійне обертання бурової штанги з головкою і одночасний натиск вздовж осі створює прямолінійну свердловину. Напрямок руху головки змінюють від прямолінійного наступним чином. Обертання головки зупиняють, її орієнтують у просторі і включають поздовжню подачу. Підземний рух бурової головки без її обертання змінює напрямок поздовжнього руху відповідно до її орієнтації у

просторі. Потім включають механізм обертання головки, вона починає рухатися прямолінійно новою траєкторією. При проходці скельних порід обертання і натискання можуть комбінуватися з ударною дією молота. Під час буріння довжина бурової штанги дискретно нарощується секціями з певним кроком.

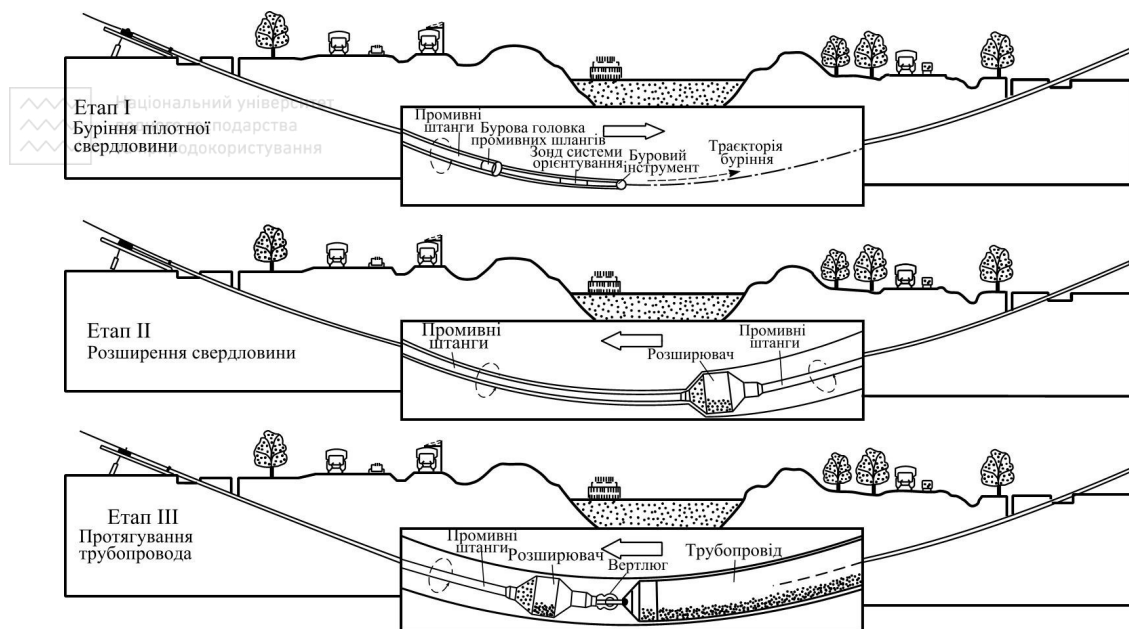


Рис. 2.26. Технологічна схема будівництва переходів-трубопроводів через перешкоди способом направленного буріння

Для роботи бурових установок необхідний буровий розчин, який використовується для змащення стінок свердловини, стабілізації її поверхні, видалення зруйнованого ґрунту і охолодження бурової головки. Для цього може використовуватися вода, однак частіше використовують розчини на основі бентоніту або полімерів. Бурові розчини, як правило, регенерують: очищають і повторно використовують. Установки сухого буріння замість бурового розчину використовують стиснене повітря з невеликою кількістю біодобавок або водяне розпилення.

Після проходку пілотної свердловини бурову головку замінюють на розширювач (див. рис. 2.26), який протягують підготовленою свердловиною, збільшуючи її діаметр до необхідного, а потім розпочинають зтягування трубопроводу. На невеликих відстанях буріння і зтягування труби проводять одночасно з розширенням свердловини.

Технологію направленного буріння використовують для прокладання сталевих і поліетиленових трубопроводів. На сьогоднішній день створені установки, які дозволяють прокладати трубопроводи діаметром до 1400...2000 мм і довжиною до 1,5 км на глибину до 20 м.

Найбільш ефективно спосіб направлено буріння використовується у наступних випадках:

- при значних швидкостях течій річок, що деформує русло і виключає можливість копати траншеї;
- при обмеженні вільного простору у коридорі, де прокладено декілька трубопроводів і немає можливості прокласти новий трубопровід з мінімальною відстанню від існуючих;
- при переході водної перешкоди з інтенсивним судноплавством і штучними спорудами на березі;
- при будівництві прибережних морських трубопроводів при обривистих берегах і значних хвильових діях.



Національний університет
водного господарства та
прибережних морських
інфраструктур

Разом з тим, направлене буріння має наступні обмеження:

- ґрунти не повинні містити валуни, кругляки, гравій більше 30%, пливуни, що може бути причиною обвалу ґрунту при розширенні пілотної свердловини;
- для приготування бурового розчину потрібні дорогі імпорتنі бентонітові та полімерні добавки, оскільки вітчизняних глинопорошків для цього немає.

Машини і установки направлено буріння. Для забезпечення потреб будівництва налагоджено виробництво відповідних машин-установок від малих до надвеликих. Провідними світовими виробниками є фірми Vermeer, Universal (Robbins HDD), Ditch Witch (США) Tracto-Technik (ФРН). Виробляють такі машини також у Південній Кореї, Білорусі, Україні («NOVA TEC»TM на Одеському заводі ТзОВ «Гідропром»). Основний принцип дії всіх машин за своєю суттю однаковий.

Для виконання направлено буріння застосовується наступне основне технологічне обладнання: бурова машина (установка) з комплектом бурового інструменту (рис. 2.27), блок підготовки бурового розчину (рис. 2.28, а), станція подачі бурового розчину (рис. 2.28, б), обладнання для регенерації бурового розчину, контрольні локаційні системи і комплект додаткового обладнання. До додаткового обладнання відносять: доштовхувачі труб, підсилювачі тяги, додаткові місткості для зберігання бурового розчину, шламові і водяні насоси, технологічні трубопроводи і шланги для подачі розчину або води, допоміжний інструмент і пристосування (гідравлічні ключі, захвати для трубопроводів, калібратори, роликові опори і т.п.).

Бурові установки (рис. 2.27, 2.29) представляють собою єдиний комплект взаємопов'язаних механізмів і обладнання, які забезпечують під керівництвом оператора технологічний процес прокладання трубопроводів: пересування, закріплення на точці буріння, складання, обертання і подачу бурової колони, подачу бурового розчину, контроль і коректування напрямку буріння, протягування розширювачів і трубопроводів.

Бурові установки направлено буріння залежно від сили тяги, яку вони розвивають, поділяють на наступні класи: малі – до 100 кН, середні – від 100 до 400 кН, великі – від 400 до 2500 кН і надвеликі – більше 2500 кН.

Класифікація, можливі області застосування й основні характеристики установок наведені в таблиці 2.1. Технічні характеристики конкретних бурових установок наведені у таблиці У.1 додатка У.



Рис. 2.27. Загальний вигляд бурової установки направлено буріння фірми Vermeer (США)

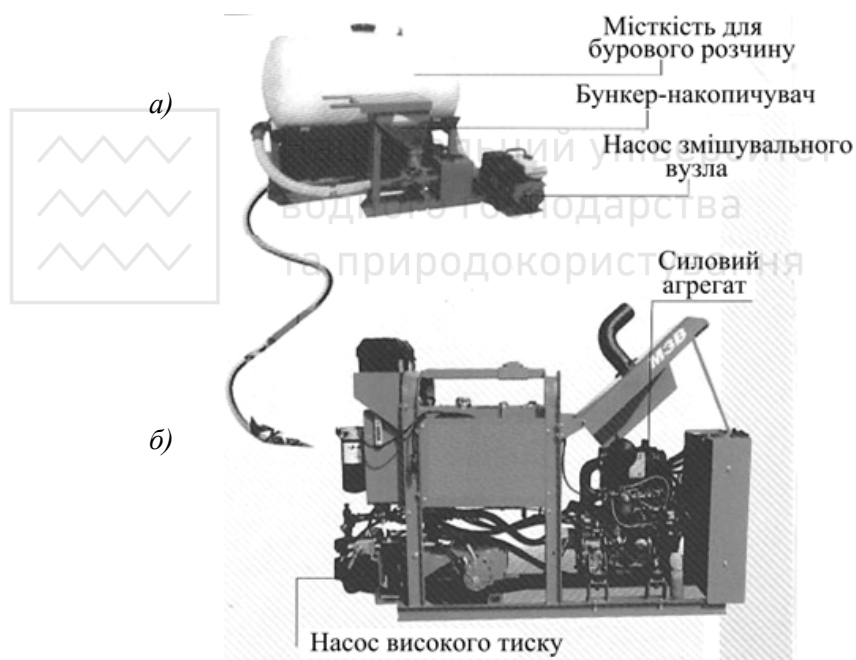


Рис. 2.28. Буровий комплект: *а* – блок підготовки бурового розчину; *б* – станція подачі бурового розчину

Таблиця 2.1

Класифікація та основні характеристики бурових установок

Клас бурової установки	Область застосування	Максимальна тягова сила, кН	Максимальний крутний момент, кН·м	Маса бурової установки, т	Максимальна довжина буріння, м	Максимальне розширення, мм
Малі	В умовах міста для прокладання кабельних ліній і поліетиленових труб діаметром до 250 мм	До 100	1...10	До 7	250	300
Середні	В умовах міста і в сільській місцевості для прокладання трубопроводів діаметром до 800 мм під транспортними магістралями та водними перешкодами	100...400	10...30	7...25	750	1000
Великі	При прокладанні трубопроводів довжиною більше 700 м і діаметром до 1250 мм	400...2500	30...100	25...60	1000	1800
Надвеликі	При прокладанні магістральних трубопроводів довжиною понад 1000 м і діаметром до 1800 мм	Більше 2500	Більше 100	Більше 60	2000	2000
Примітка: наведені максимальні технічні характеристики обладнання окремо за довжиною буріння і можливим розширенням.						

Бурові установки класів: малі, середні (частково великі), як правило, представляють собою самохідні установки на гусеничному ході. Установки класу надвеликі і частково великі, а також спеціалізовані системи буріння із шахти або колодязя не обладнуються приводом і ходовим механізмом, а розміщуються на опорній рамі, що безпосередньо встановлюється на сплановану ґрунтову поверхню і закріплюються анкерними пристроями (рамна бурова установка). Великі бурові установки можуть розміщатися на трейлерному автопричепі (трейлерні бурові установки) або компонуватися у вигляді окремих модулів, що транспортуються у стандартних контейнерах автотранспортом і монтуються на місці проведення робіт.

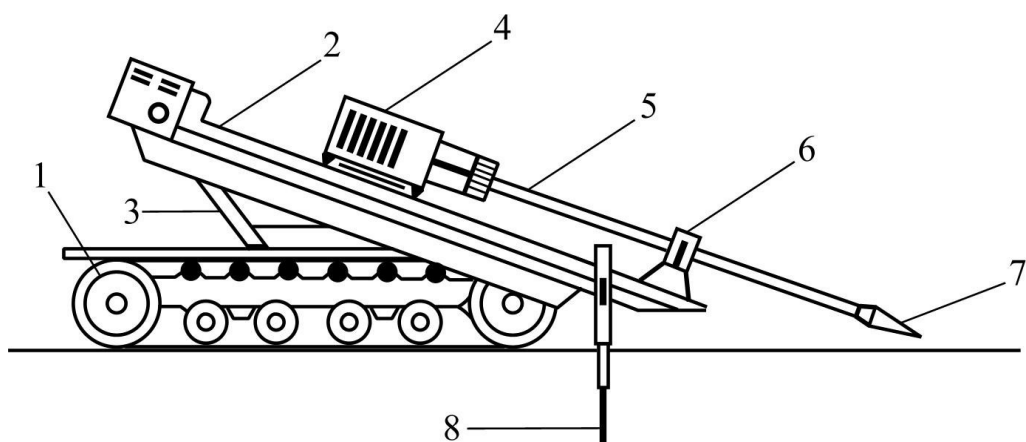


Рис. 2.29. Принципова схема установки направленного бурения:

- 1 – ходовий механізм (здебільшого гусеничний з кабіною оператора); 2 – буровий лафет (оснащується змінною касетою зі штангами); 3 – гідравлічна система регулювання кута буріння; 4 – приводний механізм обертального буріння і поступального руху; 5 – бурова колонка із інвентарних штанг; 6 – гідравлічний затискний пристрій; 7 – бурова коронка; 8 – фіксуєчий анкерний пристрій (анкерна плита)

На машинах для направленного буріння застосовують наступне гідрообладнання (рис. 2.30):

1. Гусеничний хід приводиться у дію високомоментними гідромотор-колесами радіально-поршневого типу багатократної дії (влаштований за бортовою 4-х машинною схемою): насоси і гідромотори Н1 і М1, Н2 і М2 для приводу кожного борта;

2. Привод обертання шнеків і подача анкерів для заглиблення у ґрунт (для сприймання реактивного осьового навантаження зі сторони основного бура) здійснюється гідромоторами М3 і М4 та гідроциліндрами Ц1 і Ц2;

3. Для обертання бурової колонки застосовують аксіально-поршневий гідромотор М5 з редуктором або два гідромотори з порожньотілим валом (тандемне виконання) для пропуску вертлюга, для подачі бурового розчину.

Гідроциліндри Ц3 і Ц4 здійснюють подачу і поворот буре. Зустрічається виконання із трьох героторних гідромоторів з редукторами, які розміщуються з однієї сторони зубчатої рейки. На валу гідромоторів знаходяться шестерні, які приводять рейку і разом з нею бур у зворотно-поступальне переміщення (подача і відвід буре). Інший варіант виконання – по одному гідромотору з кожної сторони рейки;

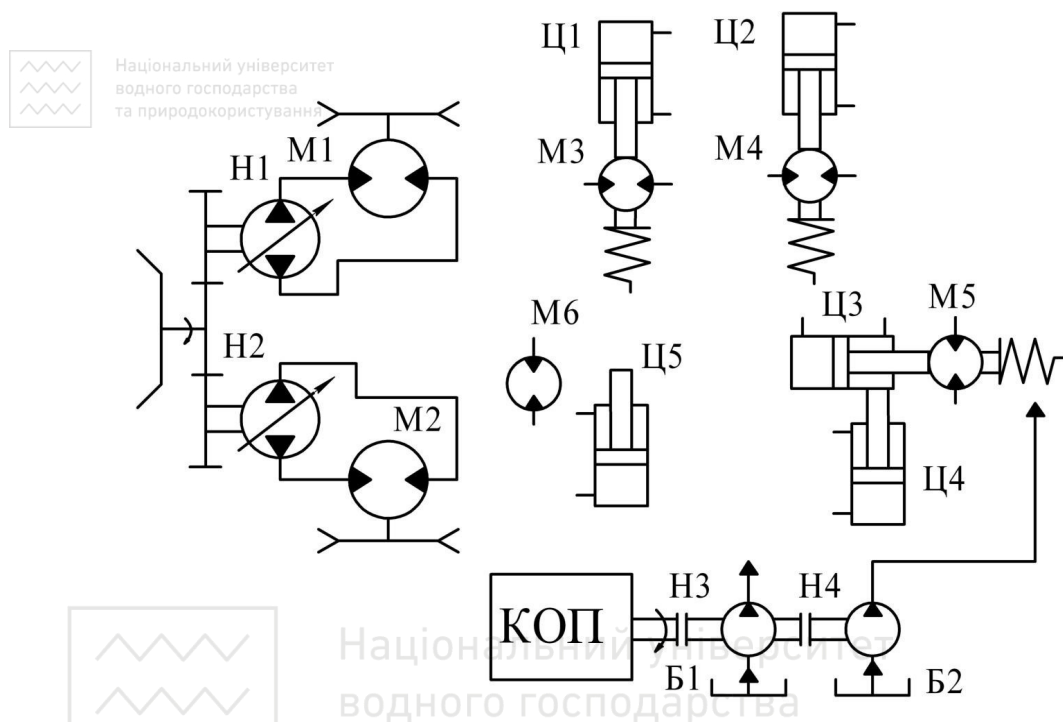


Рис. 2.30. Гідрообладнання машин направлено буріння

4. Механізм загвинчування-розгвинчування труб приводять в дію гідромотор М6 і гідроциліндр Ц5.

Живлення гідромоторів і гідроциліндрів робочого обладнання та подача бурового розчину забезпечуються аксіально-поршневим насосом Н3 і радіально-поршневим кривошипно-шатунним трьохциліндровим насосом Н4, що приводяться в обертання від коробки відбору потужності (КОП).

Розглянемо принцип роботи бурової машини на прикладі малогабаритної бурової установки RobbinsHDD UNI 24x20 малого класу (рис. 2.31).

Бурова машина виконана на гусеничному ході і має похилу раму, якою переміщається каретка (див. рис. 2.31). Каретку переміщують встановлені на ній гідромотори. На валах гідромоторів установлені шестерні, які входять у зачеплення з рейкою, прикріпленою до похилої рами. Гідромотори забезпечують рух каретки рамою у прямому напрямку для створення

напiрного зусилля i у зворотному напрямку для протяжки розширювачiв та трубопроводу. Таке конструктивне рiшення вважається бiльш вдалим.

На каретцi установлений також високомоментний гiдромотор, вал якого напрямку з'єднаний з буровою штангою, чим i забезпечується робота iнструмента у вибої. На похилй рамi установлений гiдравлiчний затискний пристрiй (лещата), який служить для утримання бурильної штанги у замку-оправцi та виконання операцiї розгвинчування i загвинчування штанг.

Комплект бурових штанг розмiщується у касетi 3. На раму-стрiлу штанги укладають навантажувачем-манiпулятором 4. На малих установках оператор установлює штанги вручну. При роботi машину заякорюють. Функцiю якорiв виконують шнеки 5. Шнеки у ґрунт загвинчують гiдромотором. Крім цього, у заднiй частинi машини установленi упори. Система упорiв пiдiмає машину й змiщує її центр маси вперед. Усе це забезпечує стабiльну роботу установки при бурiннi. Привод агрегатiв машини забезпечує силова установка 6, яка має дизельний двигун, що приводить у дiю двопотоковий гiдронасос. Робоча рiдина надходить до каретки системою шлангiв 7. Керування машиною здiйснюється з виносного мiсця оператора 8. Консольне розмiщення мiсця оператора з пультами керування дозволяє зручне управлiння машиною.

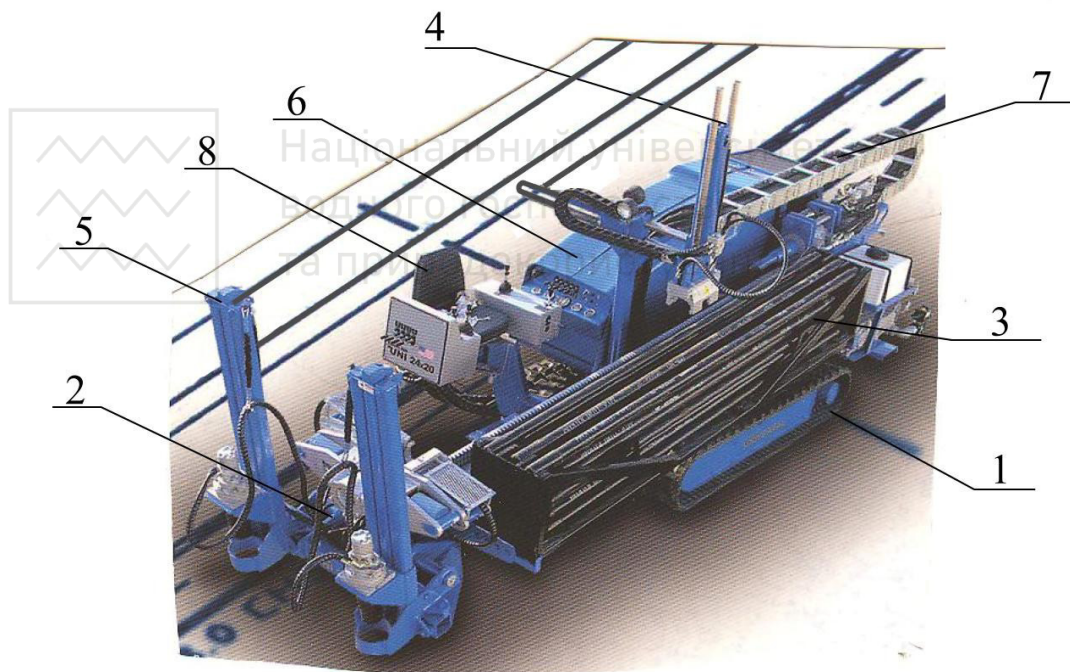


Рис. 2.31. Бурова машина фiрми RobbinsHDD UNI 24x20:

- 1 – гусеничний хiд; 2 – похила рама; 3 – касета; 4 – манiпулятор; 5 – шнеки;
6 – силова установка; 7 – система шлангiв; 8 – виносне мiсце оператора

Кут нахилу рами-стріли визначає кут входження бура у вибій і зазвичай не буває більшим 13° . На початку роботи на раму-стрілу установлюють пілотну бурову систему з буровим інструментом. Включають у роботу високомоментний гідромотор і гідромотори подачі каретки, внаслідок чого система заглиблюється у вибій. Після заглиблення штанги на необхідну глибину роботу установки зупиняють. Кінець штанги затискають у лещата, а каретку відводять назад. Із касети виймають наступну штангу і укладають на раму-стрілу. За допомогою високомоментного гідромотора штанга нагвинчується на попередню, лещата розтискаються і процес буріння продовжується.

Бурові штанги виконують порожнистими, які на одному кінці мають внутрішню конічну нарізку, а на протилежному – зовнішню. Порожнистість штанг дозволяє робити їх гнучкими, що необхідно для проходження криволінійних ділянок траси. Через порожнину штанг подається до бурової головки буровий розчин. Він забезпечує змащення бурового інструмента, стабілізацію стінок свердловини і винесення зруйнованої породи із вибою. Довжина штанг коливається у межах 610...6100 мм. Чим довша штанга, тим менше часу витрачається на виконання допоміжних операцій.

За допомогою системи локації під час роботи установки оператор стежить за можливими відхиленнями бурової головки від запроектованої траси і корегує напрямок її руху. Відхилення точки виходу бурової головки від розрахункової точки допускається не більше 1,0% довжини траси.

Після виходу із вибою буровий інструмент згвинчується і на його місце установлюють розширювач. До розширювача через вертлюг може бути приєднаний протягуваний трубопровід, вертлюг запобігає його обертанню. Трубопровід може протягатися і після улаштування необхідного для нього тунелю. Зворотною проходкою, обертаючи розширювач і втягуючи поступово штанги, виконують свердловину необхідного діаметра.

Зусилля протягування трубопроводу в тунелі може бути значно більшим і на великих машинах сягає до 34000 кН.

Машини фірм Vermeer і Tracto-Technik дозволяють прокладати трубопроводи діаметром 70...700 мм та довжиною 90...600 м. При цьому сила подачі на робочий орган і зворотної тяги складає 32...225 кН, а радіус згину траси – до 17 м. Потужність установлених двигунів змінюється від 28 до 117 кВт. Вартість машин від 170 тис. до 1,0 млн доларів США.

Бурові головки і розширювачі. Залежно від ґрунтових умов застосовують різні конструкції бурових головок типу IDS, MT, TCI (рис. 2.32).

Головки для м'яких ґрунтів виконуються у вигляді коронок, які армовані твердими наконечниками (рис. 2.32, а, б). Коронки молоткового і шарошкового типу використовують для буріння твердих порід (див. рис. 2.32, в, г). Вибір бурової головки визначається розміром сопел для оптимізації гідравлічної сили у точці різання. Шарошечні бури MT мають роликів корпус і розроблені для м'яких порід (рис. 2.33, а). Бурильні

головки ТСІ (рис. 2.34) мають вставки із карбіду вольфраму і застосовуються для дуже твердих порід. Бурові головки МТ економічніші і зроблені для порід із питомим тиском руйнування більше 138 кПа. Разом з тим, термін служби коронок МТ невеликий.

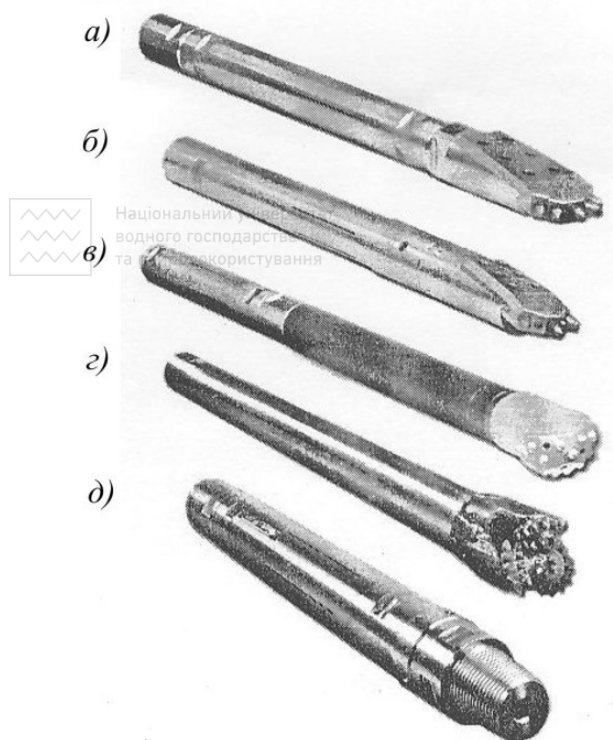


Рис. 2.32. Бурові головки:
а – у вигляді різця з твердими наконечниками; б – те ж із шестигранником для швидкого рознімання; в – молоткова; г – шарошечна; д – немагнітна (для використання системи локації за магнітним полем Землі)

визначається залежно від породи, що руйнується. Агресивні сопла використовують для буріння м'яких порід, тоді як менш агресивні – для твердих порід.

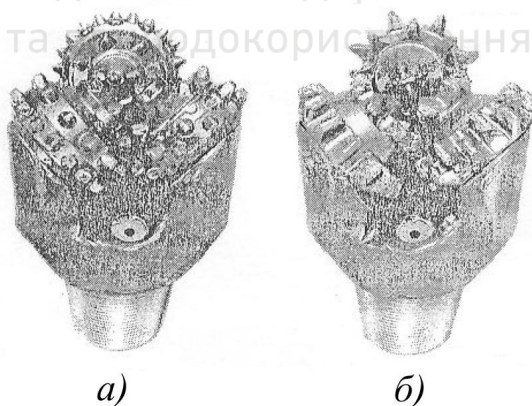


Рис. 2.33. Бурильні коронки:
а – бурильні коронки МТ; б – бурильні коронки ТСІ

На рис. 2.35 показана плоска коронка для гідролокаторного буріння. Коронки з плоскою поверхнею добре працюють при бурінні м'яких і дуже м'яких порід.



Рис. 2.34. Бурова коронка для скельних порід IDS RB-H TCI



Рис. 2.35. Плоска коронка для гідролокаторного буріння

Лопатеві коронки (рис. 2.36) використовують для буріння дуже м'яких порід і ґрунту. Ці коронки мають три або чотири лопаті, які армуються ріжучими пластинами з карбіду вольфраму. Залежно від застосування вони можуть мати сопла для подачі бурового розчину. У твердих породах такі коронки швидко зношуються, тому їх застосовують на породах з тиском менше 4,1 МПа і для роботи у гравії розміром менше 19 мм.

Бурильні головки PDC (рис. 2.37), армовані полікристалічними алмазами, використовуються для роботи у гравії, але вони досить дорогі.

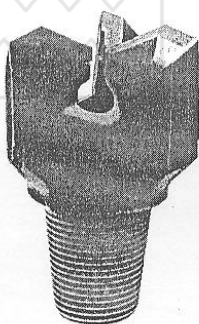


Рис. 2.36. Лопатеві коронки

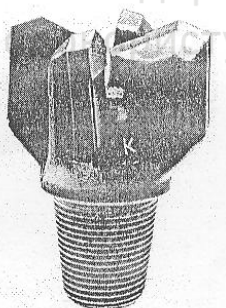


Рис. 2.37. Бурильна коронка PDC



Для розширення пілотної свердловини використовують бури-розширювачі. Вони мають різне конструктивне виконання, залежно від умов роботи. Діаметр готової свердловини перевищує діаметр пілотної свердловини у 3...6 разів.

При розширенні свердловини у м'яких породах і ґрунтах використовують лопатеві розширювачі (рис. 2.38). Лопаті різного діаметра на

буровій головці встановлюють у вигляді переривчастого шнека. Крайки лопатей обладнані ріжучими зубами і соплами для подачі бурового розчину.



Рис. 2.38. Лопатевий бур-розширювач Terminator фірми Melfred Borzall для м'яких ґрунтів

Фірма IDS випускає для різних умов роботи набір розширювачів (рис. 2.39). У комплект входить і вертлюг. Це обладнання у вигляді шарнірної ланки, що з'єднує розширювач, який обертається із протягуванням трубопроводом і запобігає його обертанню.

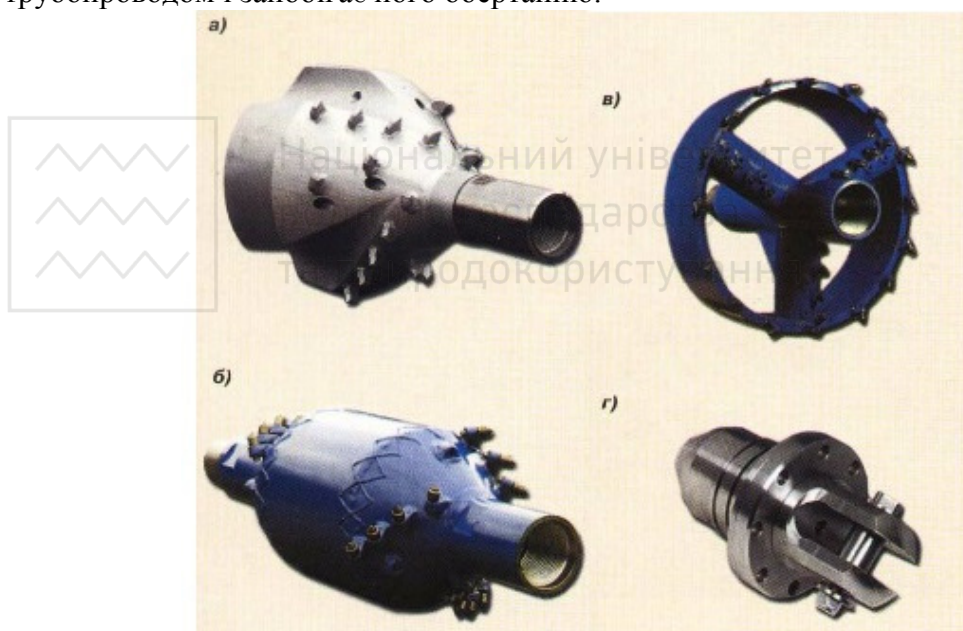


Рис. 2.39. Розширювачі і вертлюги фірми IDS:
а, б – розширювачі для твердих порід різних типорозмірів, сумісних з інструментами інших виробників; *в* – розширювач для м'яких порід; *г* – вертлюг

Розширювач типу літаючий ніж (рис. 2.40) має центральний стрижень для підключення до бурової системи. На стрижні є три-чотири поперечини, які підтримують зовнішнє кільце. Діаметр кільця і визначає діаметр прохідної свердловини. Ріжучі зуби розміщують і на зовнішньому кільці, і на поперечинах, що забезпечує ріжучий ефект. Сопла розміщують на поперечинах і на зовнішньому кільці.

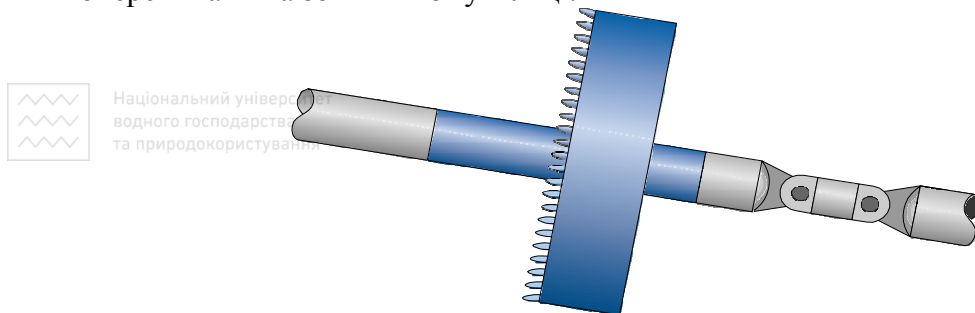


Рис. 2.40. Розширювач типу літаючий ніж

Літаючий ніж використовують при роботі на ґрунтах легкого і середнього типу з максимальним тиском до 6,9 МПа.

Розширювач циліндричного типу (рис. 2.41) має центральний стрижень для підключення до бурової системи. Сопла розміщують на поверхні розширювача вздовж ріжучих зубів у різному напрямку і різного типу. Деякі розширювачі мають насадки сопел із задньої сторони для того, щоб обмежити можливий скребковий вплив розширювача. Розширювачі добре працюють у м'яких породах, залишаючи за собою чисту свердловину. Можуть також працювати позаду літаючого ножа, щоб змінювати напрямок бурового розчину і чистити свердловину. Крім цього, їх використовують для виштовхування зруйнованої породи зі свердловини.

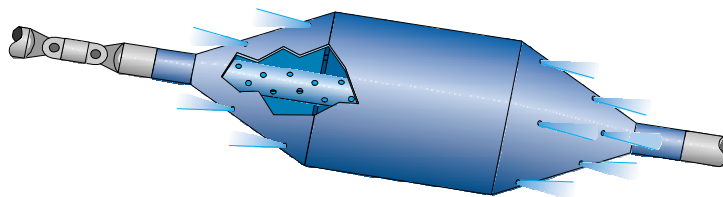


Рис. 2.41. Розширювач циліндричного типу

Розширювач нульового типу (рис. 2.42) мало чим відрізняється від циліндричного розширювача і використовується для роботи у більш твердих ґрунтах, у тому числі й тих, які включають граніт. Застосовують його і для виштовхування зруйнованої породи.

Розширювач із шарошечними бурами (рис. 2.43) має центральний стрижень, вздовж якого розташовані шарошки для різання породи. Зазвичай шарошки перебувають всередині тримачів та мають твердий захист із

вольфраму, який наварюється уздовж усієї поверхні на кожній шарощі. Це призводить до того, що зношування і поломки шарощі відбуваються тільки зі сторони контакту із трубою. Стрижень за шарощками має прохід величиною 19 або 22 мм для подачі бурильного розчину. Більша частина шарощок має сопла звичайного розміру, які забезпечують зону потоку розчину розміром більшим за стрижень. Стрижень виготовляють із сталі, а сопла – із карбіду вольфраму. Для прокладання трубопроводів такі шарощи використовують все частіше.

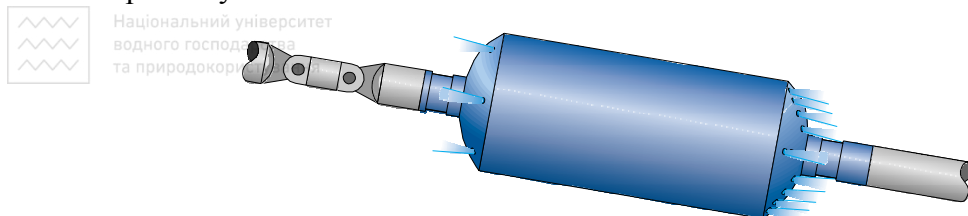


Рис. 2.42. Розширювач нульового типу

Розширювачі із шарощками ТСІ, як і бурильні коронки з роликowymi корпусами, мають багато корпусів вставок. Вставку виконують із карбідів вольфраму, що дозволяє розробляти ґрунти різної міцності. Компанія поставляє стрижні для менших типів розширювачів.

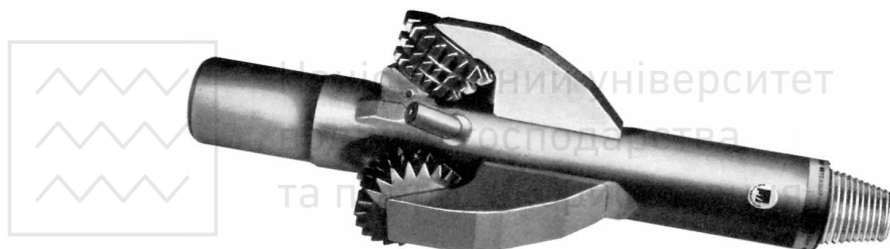


Рис. 2.43. Розширювач із шарощечними бурами

Розширювачі свердловин типу дзиги складаються із двох концентричних поверхонь, які змонтовані з обох боків стрижня. При обертанні стрижня кожна сторона обертається незалежно одна від одної. Зносостійкі різці вставляються в розсвердлені отвори поверхонь. Ці розширювачі добре працюють у м'яких ґрунтах (рис. 2.44).

Робочий тиск у гідросистемах установок коливається в діапазоні від 17,2 до 25,0 МПа, проте більшість з них мають тиск 22 МПа.

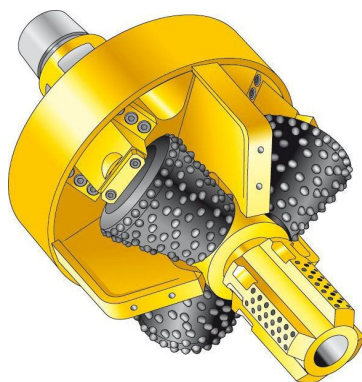


Рис. 2.44. Розширювач типу дзиги

Бурові штанги. Бурова колона бурових штанг, що складається під час буріння, повинна забезпечувати:

- передачу крутного моменту і осьового тиску від бурової установки на бурову коронку;
- перенесення бурового розчину до бурового інструмента;
- передачу тягового зусилля до розширювачів і трубопроводу, що протягається.

Загальний вигляд бурових штанг та їх з'єднання представлені на рис. 2.45.



зображення дані

а)



б)

Рис. 2.45. Бурова штанга: а) загальний вигляд; б) з'єднання бурових штанг

Границя текучості сталі для бурових штанг становить не менше 525 МПа. Замки штанг, які виконуються, як правило, з конічною нарізкою, повинні забезпечити їх рівномірне, надійне і просте складально-роз'ємне з'єднання. Перед згвинчуванням на нарізку й упорні поверхні штанг необхідно наносити мастило з цинковим або іншим металовмісним наповнювачем.

Для бурових штанг встановлені наступні показники: довжина, діаметр і товщина стінки штанги, тип нарізки, допустиме навантаження на міцність

тяги і крутний момент замка, мінімальний радіус згину. Деякі типові розміри штанг наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Діаметр, мм	60	73	89	102; 114	127; 140	168
Довжина, м	2...3	3...4,5	4,5...6	5...6	9,6...10,6	Більше 10,6

Тип і розмір бурових штанг повинні відповідати проектним значенням радіуса згину, сили тяги і крутного моменту по траєкторії буріння. Мінімальний радіус згину бурової штанги приймається за даними виробника і, як правило, знаходиться в інтервалі від 30 м до 250 м.

Бурові штанги зношуються внаслідок тертя, особливо при бурінні у твердих породах. Перед початком робіт необхідно провести їх візуальний огляд та вибірковий інструментальний контроль: товщинометрію і дефектоскопію. Для цього використовують спеціальні ультразвукові та акустичні прилади. Штанги, які мають порушення геометричної форми, недопустимий знос і дефекти металу, відбраковуються.

Як **додаткове обладнання бурової колони** застосовують перехідники і перевідники для з'єднання штанги з буром, буровими розширювачами (римерами), вертлюгом. Вертлюг запобігає скручуванню трубопроводу, що протягується.

Бурові штанги, амортизатор, бурова головка, розширювачі і ножі належать до змінного оснащення, яке швидко зношується. Термін використання змінної оснастки рекомендується приймати для бурових штанг – 1 рік; стартових штанг (амортизаторів) – 4 місяці; бурових головок – 6 місяців; розширювачів – 4 місяці; бурових лопаток (насадок) – 3 місяці.

Вертлюги. У процесі буріння застосовують, залежно від призначення, вертлюги двох видів: бентонітові та силові. Бентонітові вертлюги призначені для подачі бурового розчину під високим тиском у колону бурових штанг, які знаходяться у ґрунті та обертаються. У процесі буріння на вертлюг діє найбільше навантаження. Від його надійного функціонування залежить безвідмовна робота всієї бурової установки. Силові вертлюги застосовують для фінальної стадії буріння. Вони з'єднують бурильну колону з комунікацією, що прокладається (трубу) та виключають її обертання, передається лише поздовжнє зусилля протягування у свердловині. Силові вертлюги відрізняються один від одного за зусиллями, які вони витримують, і типом з'єднувальної ланки, а бентонітові вертлюги – за зусиллями, що передаються через їхній корпус. Розташування вертлюга у складі бурової колони представлено на рис. 2.46, одна із можливих конструкцій силового вертлюга – на рис. 2.47.

Обладнання для приготування, подачі, очистки і регенерації бурового розчину. До складу цього обладнання входять: піддон (бункер) для складування компонентів бурового розчину і додаткових реагентів,

змішувальна установка, баки для бурового розчину, насос високого тиску, установка очистки і збагачення розчину для його повторного використання. З установками середнього і великого класу доцільно використовувати два баки: для підготовленого робочого розчину і для перемішування.

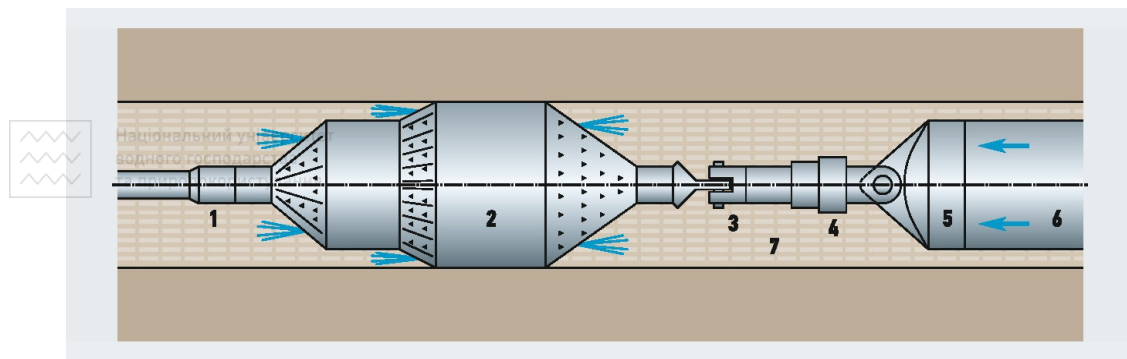


Рис. 2.46. Бурова колона для протягування труб (стрілкою показаний напрямок протягування):

- 1 – бурова штанга; 2 – розширювач; 3 – U-подібне з'єднання;
- 4 – вертлюг; 5 – оголовок; 6 – трубопровід; 7 – буровий канал

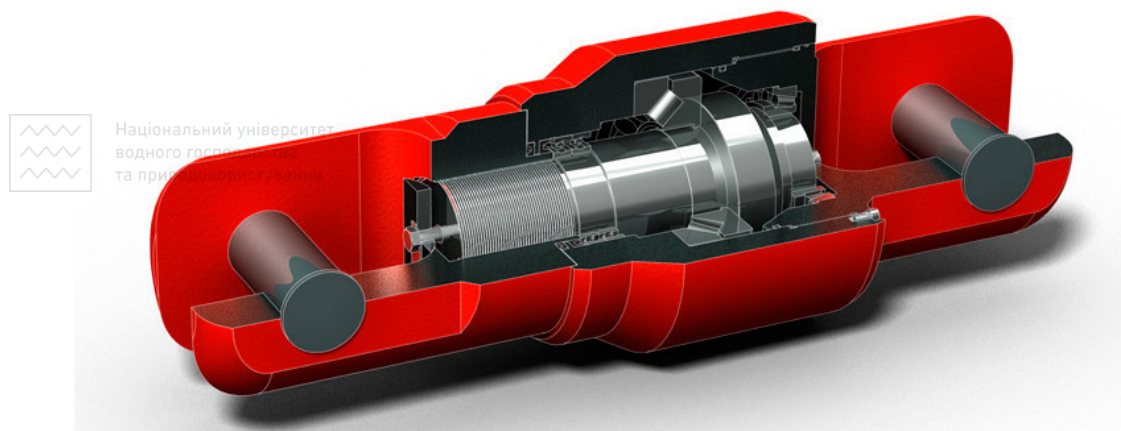
Технологічна схема блока приготування бурового розчину складається з місткості для перемішування компонентів бурового розчину гідравлічним і/або механічним перемішувачем; гідроежекторного змішувача, що оснащений завантажувальною воронкою; відцентрового насоса.

Бурові установки малого і середнього класів можуть комплектуватись компактними змішувачами неперервної дії. Для забезпечення ефективної роботи таких змішувачів необхідно використовувати компоненти бурового розчину, які не вимагають тривалого перемішування.

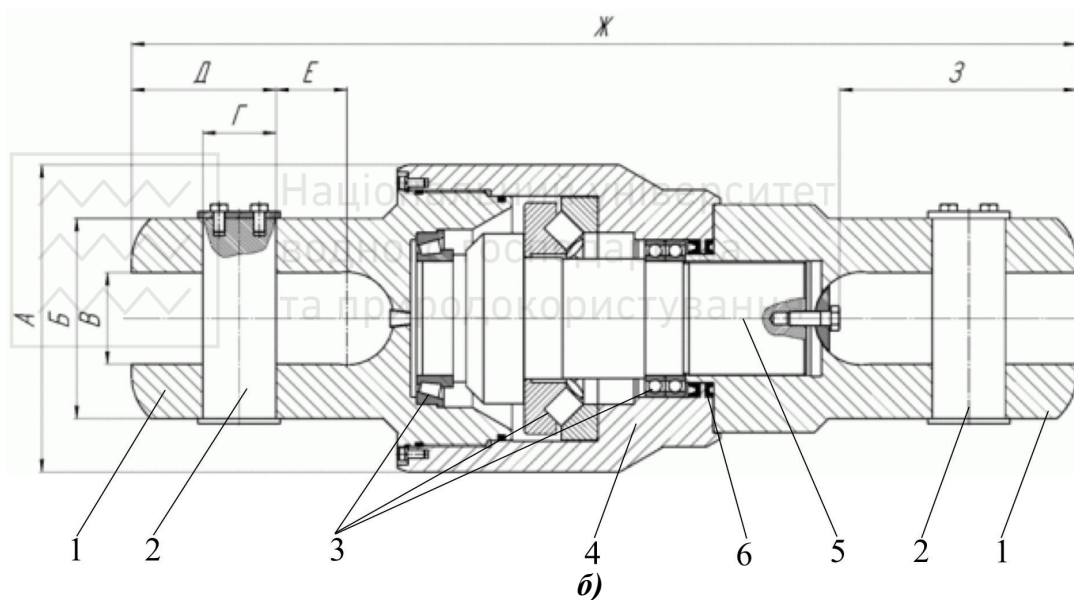
Система очистки бурового розчину складається з набору технологічного обладнання, де кожна наступна ступінь видаляє вибурену породу меншої фракції, ніж попередня. Ступінь очищення кожної наступної ступені залежить від параметрів обраного обладнання і визначається середнім розміром часток, що видаляються («точка відсічки»): вібраційне сито – до 75 мікрон; гідроциклон 10 дюймів (пісковідділювач) – до 45 мікрон; гідроциклон 4 дюйма (муловідділювач) – до 25 мікрон; центрифуга – до 5...10 мікрон; блок коагуляції і флокуляції, що використовується для утилізації бурового розчину – менше 1 мікрона (до стану технічної води).

Системи локації. Пілотна свердловина прокладається під постійним контролем за положенням бурового інструмента за допомогою спеціалізованих систем локації. Ці системи дозволяють відстежувати: глибину буріння, кут нахилу траси до горизонту, крен бурового інструмента (положення скосу бурової лопатки або іншого інструмента «за годинником»),

азимут свердловини, відхилення у плані, інші умови і характеристики технологічного процесу.



а)



б)

Рис. 2.47. Силовий вертлюг: а) загальний вигляд; б) схема;
1 – U-подібне з'єднання; 2 – палець; 3 – підшипник; 4 – корпус;
5 – шпиндель; 6 – ущільнювач

Переносна локаційна система, як правило, складається із приймача-локатора, віддаленого дисплея (повторювача) і випромінювача-зонда, що працює від батареї та розташовується безпосередньо за буровою головкою

або у її корпусі. Типова схема дії електромагнітної системи підземної локації зображена на рис. 2.48.



Рис. 2.48. Схема дії електромагнітної системи підземної локації


За наявності значних перешкод вимірюванням, що зменшують точність електромагнітного способу локації, при проходці свердловин великої протяжності (коли може не вистачати заряду акумуляторних батарей), а також на місцевості, що не дозволяє точно розмістити приймач над випромінювачем, доцільно використовувати кабельний спосіб локації. При цьому способі дані про положення бурової головки у поточний момент часу від вимірювального зонда, який розташовується за буровою головкою, передаються на керуючий комп'ютер кабелем, що протягується всередині кожної штанги при проходці пілотної свердловини. Цим же кабелем здійснюється електроживлення заглибного вимірювального зонда.

Похибка приладу для вимірювання глибини не повинна перевищувати 5%. При роботі в зонах з високим рівнем перешкод, які спотворюють результати вимірювання глибини, а також за необхідності високоточних вимірювань, необхідно вести контроль проходки пілотної свердловини за показниками похилу бурової головки. Похибка вимірювань поздовжнього похилу для високоточного прокладання повинна бути не більше 0,1% (1 мм по вертикалі на 1 м по горизонталі). До об'єктів, які вимагають високоточних вимірів, відносять самопливні водопровідні і каналізаційні комунікації.

Додаткове обладнання для протягування трубопроводу. Як додаткове обладнання, що забезпечує проведення робіт з протягування у складних інженерно-геологічних умовах, а також при великій довжині і діаметрі трубопроводу, можуть застосовуватись гідравлічні доштовхувачі труб або підсилювачі тяги.

Доштовхувачі труб монтуються у місці виходу свердловини і складання трубопроводу. Технологія робіт із використанням доштовхувача на перших

етапах не відрізняється від звичайної. Проводиться пілотне буріння і виконується необхідна кількість попередніх розширень діаметра свердловини. На стадії протягування трубопроводу доштовхувач застосовують для доповнення сили тяги бурової установки, він повинен забезпечити проштовхувальні зусилля у напрямку бурової установки. За рахунок об'єднаної потужності установки направлено буріння і доштовхувача досягається оптимальний розподіл зусиль на різних стадіях протягування.

 Підсилювач тяги використовується як додаткове навісне обладнання для збільшення тягового зусилля на бурових штангах при спільній роботі з установкою направлено буріння. При цьому установка повинна забезпечити обертання штанг, розташованих всередині вузла затискання. Застосування підсилювачів тяги рекомендується при прокладанні труб великого діаметра легкими установками і при роботі в обмежених умовах.

Установка для керованого проколу. З метою керування траєкторією руху проколюючого робочого органа створена установка зі спеціальною конструкцією наконечника і з чергуванням поступального і обертового його руху. Суть обладнання для керованого проколу показана на рис. 2.49 – привод на базі типового гідроциліндра, що забезпечує поступально-обертовий рух бурового наконечника; на рис. 2.49, *а* – повернення штока у вихідну позицію і встановлення секції штанги; на рис. 2.49, *б* – поступальний рух обертового робочого органа; на рис. 2.49, *в* – корегування кута повороту площини скосу пілотного наконечника; на рис. 2.49, *г* – наступний рух за керованою траєкторією. У поршневій порожнині гідроциліндра 1 створюється тиск гідравлічною станцією 8 при фіксації храповим механізмом 4 гайки-поршня 3, здійснюється поступально-обертовий рух вздовж гвинта 2, зусилля вдавлювання з обертанням через з'єднання 6 передається на пілотну головку 5 зі скошеною поверхнею. Таким чином, забезпечується прямий рух бурової колони зі швидкістю v . Завдяки постійному кроку гвинта, за один хід поршня скошена поверхня повертатиметься на однаковий певний кут φ . Від'єднавши пілотну головку 5, направимо тиск у штокову порожнину, повертаючи поршень у вихідне положення (рис. 2.49, *б*). Між піотною головкою і штоком вставляється секція 9 штанги і проводиться наступне проколювання. Після того, як фіксатор храпового механізму 4 знято, гайка-поршень 3 під тиском робочої рідини здійснює виключно поступальний рух. Таким чином, забезпечується зусилля вдавлювання бурової колони і відхилення Δz піотної головки 5 за рахунок скошеної поверхні, на яку тисне ґрунт з зусиллям P (рис. 2.49, *в*). Для відслідковування траєкторії руху піотної головки використовують елементи бездротової локації 7. Для коректування траєкторії наступного руху необхідно повернути бурову колону разом з храповим колесом на необхідний кут. Визначити кут повороту скосу піотної головки допомагає цифрова шкала на храповому колесі (рис. 2.49, *г*). Керувати і відслідковувати напрямок руху можна, як по осі Z , так і по осі Y .

Запитання для самоконтролю знань

1. Суть і технологія статичного способу проколювання, вібраційного і віброударного способів, а також біонічно-синтезованого проколу.
2. Аналіз конструкцій і принципу дії установок для статичного проколювання.
3. Аналіз конструкцій і принципу дії установок для вібропроколювання.
4. Аналіз конструкцій і принципу дії пневмо- і гідропробійників.
5. Аналіз конструкцій і принципу дії біонічно-синтезованих пристроїв.
6. Аналіз конструкцій наконечників.
7. Вихідні дані і методика інженерного розрахунку гідропневмоударних пробійників.
8. Схема взаємодії біонічно-синтезованих підземно-рухомих пристроїв із ґрунтом. Визначення головного напруження ($\sigma_z = \sigma_1$) на границі пружно-пластичної зони та його залежність від глибини проходки.
9. Схема взаємодії біонічно-синтезованих підземно-рухомих пристроїв із ґрунтом. Визначення першопочаткового контактного тиску на бічну поверхню пристрою, діаметра пластичної (зруйнованої) зони і їхня залежність від глибини проходки.
10. Визначення довжини фіксуючої камери біонічно-синтезованого пристрою та її залежність від швидкості переміщення носової частини пристрою.
11. Суть продавлювання і вібропродавлювання. Конструкції і принцип дії установок для продавлювання і горизонтального буріння.
12. Схема взаємодії кільцеподібного наконечника з ґрунтом.
13. Розрахунок напірного зусилля для продавлювання кільцеподібного наконечника.
14. Суть способу розкочування. Визначення основних параметрів розкатника ґрунту.
15. Конструкція і принцип дії установок для розкочування свердловин у ґрунті.
16. Суть і технологія способу направленного буріння.
17. Конструкція і принцип дії машин і установок направленного буріння.
18. Конструкція і принцип дії бурових головок і розширювачів свердловин.
19. Конструкція і принцип дії установок для керованого проколу.
20. Складові сумарного зусилля проходження пілотної свердловини.
21. Складові сумарного опору руху розширювача і трубопроводу.

3. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВЛАШТУВАННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ ПОРОЖНИН

3.1. Загальні відомості. Класифікація

Для утворення вертикальних порожнин у ґрунті й гірських породах використовують бурові машини. При діаметрі до 75 мм ці порожнини називаються **шпурами**, понад 75 мм – **свердловинами**, якщо глибина співмірна з діаметром – **ямами**. Початок свердловини на поверхні ґрунтового масиву називають її **устям**, дно – **вибоєм**, а бокову поверхню – **стінками**. Застосовують бурові машини для інженерно-геологічних вишукувань, буропідривної розробки скельних та мерзлих ґрунтів, водопостачання і водозниження, влаштування опор ліній зв'язку і електропередач тощо. Процес буріння включає руйнування породи та її вилучення із порожнини.

Для видобування корисних копалин і підвищення ефективності роботи землерийних машин визначальне значення має буріння у породному масиві вибухових порожнин. Від якості розпушення гірської породи залежить продуктивність навантажувального і транспортуючого обладнання, їх довговічність і ефективність експлуатації.

Бурові машини (рис. 3.1), які застосовуються на відкритих розробках, класифікують за:

- способом руйнування гірської породи;
- способом прикладання силового навантаження до бурового інструменту;
- способом видалення продуктів руйнування із вибою порожнини;
- родом енергії, яка споживається;
- способом розташування порожнини;
- призначенням.

За **способом руйнування гірської породи** бурові машини поділяють на ті, які руйнують породу **механічним, фізичним, комбінованим** способом.

Механічний спосіб буріння свердловин здійснюється за рахунок безпосередньої дії робочого інструменту на породу. У результаті цього у породі виникає високе напруження, яке перевищує границю міцності мінеральних утворень і призводить до руйнування породи в області контакту з інструментом.

За формою і характером дії бурового інструменту на породу розрізняють буріння: ударне, обертове різанням, ударно-обертове, шарошечне, обертково-ударне і комбіноване інструментом (ріжучим-шарошечним, шарошечно-ударним і ін.)

Фізичні або фізико-хімічні способи буріння руйнують породу через рідке або газоподібне середовище термічним, вибуховим, гідравлічним, електрогідравлічним, ультразвуковим, плазмовим, лазерним і іншими способами дії.

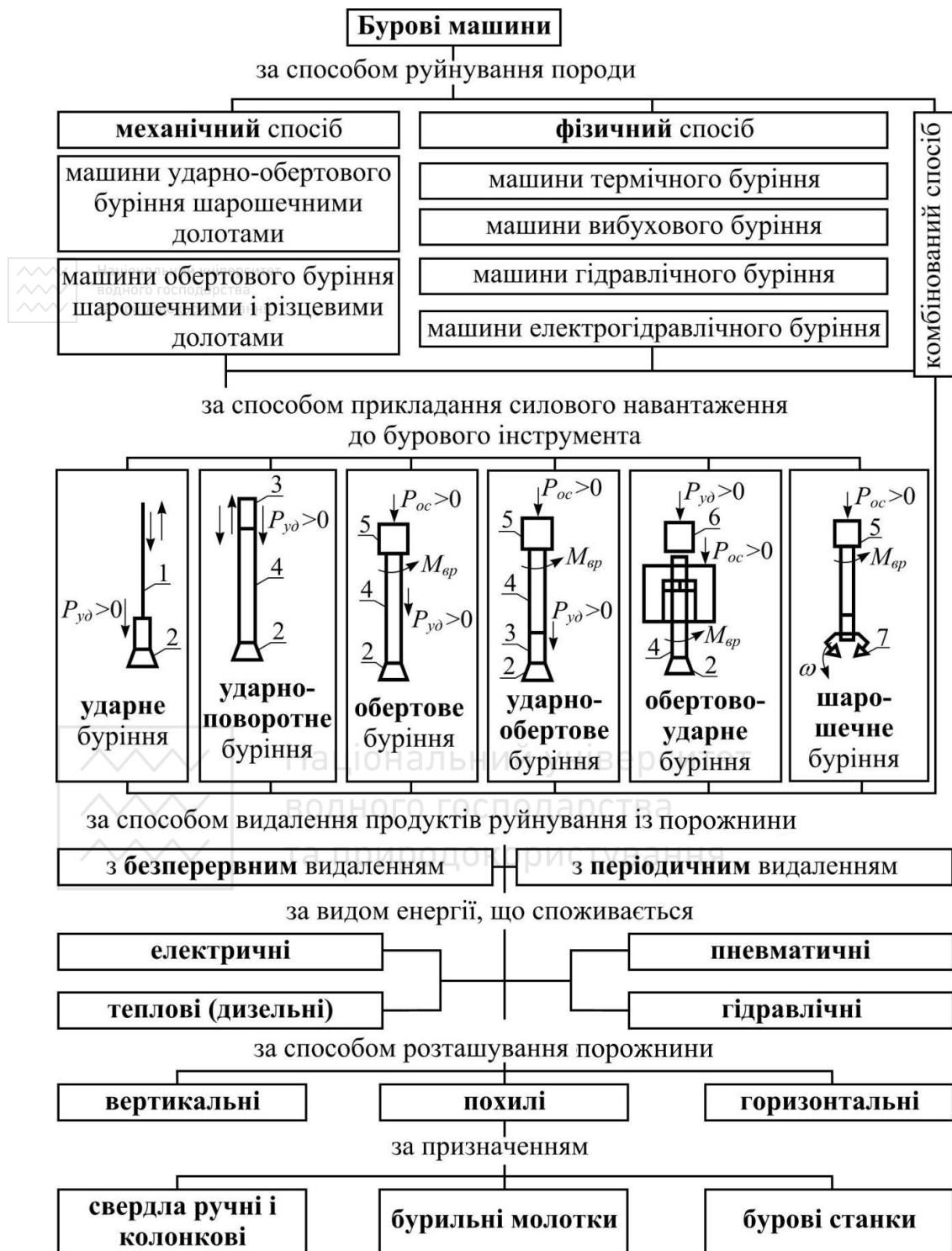


Рис. 3.1. Класифікаційна блок-схема бурових машин

Термічний спосіб буріння передбачає руйнування (лущення) породи у результаті нагрівання вибою свердловини надзвуковими розжареними струменями і утворення у породі термічних напружень, які перевищують границю міцності мінерального утворення.

Вибухове буріння здійснюється за допомогою ампульних або твердих вибухових речовин, а також струминним способом. Ампули з рідкими компонентами вибухової речовини (окислювач і пальне) періодично подають до вибою свердловини трубами з водою. Тверді заряди вибухової речовини з детонатором наколеної дії автоматично подають через сопло вибухобура до вибою. Видалення породи із свердловини здійснюють стисненням повітрям. Струминним способом рідкий окислювач і пальне подають спеціальними трубами з місткостей до дозувальних пристроїв вибійного вибухобура та безперервно або періодично ініціюються вибухи. Зруйнована порода підхоплюється висхідним повітряним потоком, що утворюється при подачі стисненого повітря у затрубний простір.

Гідравлічний спосіб буріння здійснюється тонким високонапірним струменем води, який подається на вибій із надзвуковою швидкістю, однак питомі витрати енергії цього способу надто великі.

Незважаючи на створення і впровадження нових фізичних і комбінованих способів буріння, механічне буріння породи, у першу чергу станками шарошечного буріння, залишається визначальним. Але кожний з механічних способів має свою область застосування, тому не може бути повністю витіснений іншими.

За способом прикладання силового навантаження до бурового інструмента бурові машини поділяються наступним чином.

Ударне буріння здійснюється за рахунок послідовних ударів у вибій долотом з енергією $P_{уд}$. При ударному бурінні (рис. 3.2, а) обертовий момент до долота не прикладається. Перед кожним наступним ударом (у момент відскоку) інструмент повертається на деякий кут (в ударно-канатних станках – завдяки пружним силам закручування канату), забезпечуючи таким чином руйнування породи на всій площині вибою.

При **ударно-поворотному бурінні** (рис. 3.2, б) обертовий момент незначний, але інструмент безперервно повертається навколо своєї осі. Порода руйнується, в основному, при заглибленні леза-інструмента під дією удару. Завдяки ж обертанню інструмента зрізується порода, що залишається у гребнях після удару. Якщо коронку не повертати, то після кількох ударів поверхня опору лезу зі зруйнованою породою настільки збільшиться, що заглиблення леза і руйнування породи припиняться.

Обертове буріння різанням (рис. 3.2, в) здійснюється різцем, який безперервно зрізує і сколює частинки породи з вибою по гвинтовій лінії передньою гранню під дією прикладеного осьового зусилля $P_{ос}$ моменту обертання $M_{кр}$. Одночасно коронка подається у вибій уздовж осі свердловини зі значним зусиллям. Обертове буріння застосовують у породах середньої і менше середньої міцності. У міцних породах ріжучі кромки коронки не здатні

сколювати стружку значної товщини і руйнують породу стиранням. У цих умовах роботи різці з металокерамічних, твердих сплавів швидко зношуються і швидкість буріння падає. Продуктивно бурити свердловини у міцних породах обертотворним способом можна алмазними коронками (алмазне буріння).

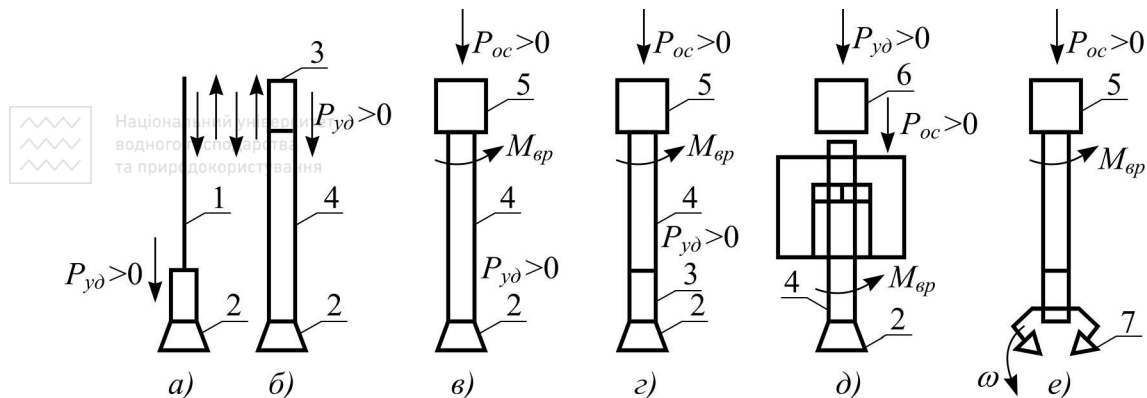


Рис. 3.2. Принципові схеми механічних способів буріння: а – ударний, б – ударно-поворотний, в – обертотворний, г – ударно-обертотворний, д – обертотворно-ударний, е – шарошечний:

1 – канат; 2 – долото; 3 – ударно-поворотний механізм; 4 – штанга; 5 – обертач; 6 – ударний механізм; 7 – шарошки; P_{yd} – ударна дія; P_{oc} – осьове зусилля; $M_{кр}$ – крутний момент; ω – кутова швидкість обертання долота

Існують такі види обертотворного буріння: суцільне і колонкове. У останньому випадку коронка руйнує породу тільки у межах кільцевої щілини, а у середині залишається керна, який видаляється із свердловини крупними кусками. При колонковому бурінні поверхня контакту коронки з породою менша і при тій же силі подачі тиск більший, ніж при суцільному розбурюванні. Внаслідок цього буріння з керна застосовують для буріння порід великої міцності. Однак втрати часу на підйом керна зменшують середню швидкість буріння, тому такий спосіб буріння на кар'єрах застосовують тільки для виконання розвідувальних свердловин.

Ударно-обертотворний спосіб (рис. 3.2, г) об'єднує ознаки ударного і обертотворного буріння різанням. При цьому способі удари високої енергії здійснюються заглибним ударником (переважно пневматичним) при накладанні постійних, відносно невеликих осьових зусиль і моменту обертання. Порода руйнується ударом долота, а залишкові гребені зрізаються при його повороті. Спосіб буріння застосовується у міцних, дуже міцних і абразивних породах.

Обертотворно-ударне буріння (рис. 3.2, д) поєднує ознаки ударного і обертотворного способів. По буровому інструменту, що притискається до вибою осьовим зусиллям P_{oc} і обертається незалежним обертачем, безперервно наносять удари через хвостовик штанги. Порода руйнується сколюванням і зрізанням частинок з вибою. Спосіб застосовують для буріння похилих і

горизонтальних свердловин у міцних породах. Широко реалізується у багатьох конструкціях станків закордонного виробництва, а також у станках типу СБУ (станки ударно-обертового буріння).

Шарошечне буріння (рис. 3.2, е) здійснюється перекичуванням шарошки вибоєм при обертанні долота з високим моментом і зусиллям притискання до вибою. Зубці шарошки, набігаючи на вибій, руйнують його ударом і різанням. Спосіб універсальний і розповсюджений. Зовнішньо буріння проходить як обертове. Однак зубці шарошки мають короткочасний (ударний) контакт з вибоєм, у силу цього відсутня фаза різання, характерна для обертового буріння з використанням інструмента ріжучого типу.

За **способом видалення продуктів руйнування** з порожнини бурові машини поділяють на машини: з безперервним видаленням, що здійснюється стисненим повітрям або повітряно-водяною сумішшю (при шарошечному і пневмоударному, а у окремих випадках і при обертовому бурінні); парогазовою сумішшю (при термічному бурінні) або витими штангами (шнеками) з одночасною подачею і стисненого повітря, або тільки шнеками (при обертовому бурінні); з періодичним видаленням шламової суміші із порожнини або за допомогою желонки (при ударно-канатному способі буріння), або з допомогою желонки, заповнених буровою дрібною, продувкою свердловин стисненим повітрям (при бурінні глибоких свердловин потужними пневмоударниками великих діаметрів – 400...700 мм).

За **родом енергії, яку споживають**, бурові станки поділяють на електричні, теплові (дизельні), пневматичні і гідравлічні.

Бурові машини з електроприводом отримують живлення для мережевого двигуна від ліній електропередач.

До теплових відносять станки, які працюють з приводом від дизеля.

До бурових станків з пневматичним (гідравлічним) приводом відносять машини, які отримують живлення від автономних пневматичних (гідравлічних) мереж або компресорних (насосних) станцій.

За **способом розташування порожнини** станки поділяють на станки для буріння вертикальних, похилих і горизонтальних порожнин.

За **призначенням** бурові машини поділяють на машини для буріння шпурів і невеликих свердловин (колонкові, бурильні молотки) та для буріння свердловин середнього і великого діаметру (бурові станки).

Бурові машини, які використовують на відкритих гірничих розробках, класифікують наступним чином.

- Машини ударного буріння:
пневматичні бурильні молотки – перфоратори із залежним обертанням бура;

станки ударно-канатного буріння.

- Машини обертового буріння:

станки обертового буріння шарошечними долотами;

станки обертового буріння ріжучими долотами.

- Машини ударно-обертового буріння:
станки з заглибними пневмоударниками (пнемо-ударного буріння);
перфоратори з незалежним обертанням бура і позасвердловинним ударником.
- Станки комбінованого буріння, де поєднують різні способи руйнування гірських порід).

3.2. Машини ударного буріння



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Ударне буріння здійснюється за рахунок послідовного нанесення долотом ударів по вибою. При цьому обертальний момент під час удару до долота не прикладається. Перед кожним наступним ударом (у момент відскоку) буровий інструмент повертається на деякий кут, забезпечуючи в такий спосіб руйнування породи по всій площі вибою й сколювання ціликів між слідами сусідніх ударів.

Ефективність руйнування породи при ударному бурінні визначається наступними основними параметрами процесу: енергією одиничного удару, частотою ударів і кутом повороту бурового інструмента після кожного удару.

3.2.1. Перфоратори

Перфоратори підрозділяються на три групи:

- пневматичні переносні, призначені для буріння шпурів діаметром 32...46 мм при глибині 1,5...5,0 м; їх встановлюють на пневмотримач, розпірні колонки або на переносні бурильні установки;
- пневматичні телескопні, призначені для буріння шпурів і щілин знизу нагору діаметром 38...85 мм і глибиною до 15 м; встановлюють на телескопічному податчику, який, висуваючись, подає перфоратор нагору під час буріння;
- пневматичні колонкові, що використовуються як бурильні головки на машинах для буріння шпурів і щілин діаметром 40...85 мм при глибині буріння 5...50 м.

Для прокладання комунікацій перфоратори мають обмежене застосування.

3.2.2. Станки ударно-канатного буріння

Станки ударно-канатного буріння широко застосовують для буріння розвідувальних свердловин у породах будь-якої міцності на глибину до 300 м. На кар'єрах при бурінні міцних гірських порід їх витіснили станки ударно-обертального буріння заглибними пневмоударниками й станки шарошечного буріння. Основний недолік ударно-канатних станків – мала частота ударів (40...50 у хвилину), що обмежує їхню продуктивність. Збільшити частоту ударів неможливо, тому що тривалість падіння бурового

снаряда залежить від висоти його підйому, прискорення вільного падіння й опору шламу.

За допомогою станків ударно-канатного буріння утворюють порожнини діаметром 250...600 мм і глибиною до 300 м.

Станок ударно-канатного буріння (див. рис. 3.3) має робочий буровий інструмент 1, закріплений на канаті 2. Канат огинає головний блок 3, відтяжний блок 4, що направляє блок 5 і намотаний на барабан лебідки 6. Відтяжний блок 4 установлено на балансірі 7. Обертання від головного вала 8 верстата передається кривошипу 9. Палець 10 кривошипа шарнірно з'єднано із шатуном 11, на іншому кінці якого шарнірно закріплений балансир 7.

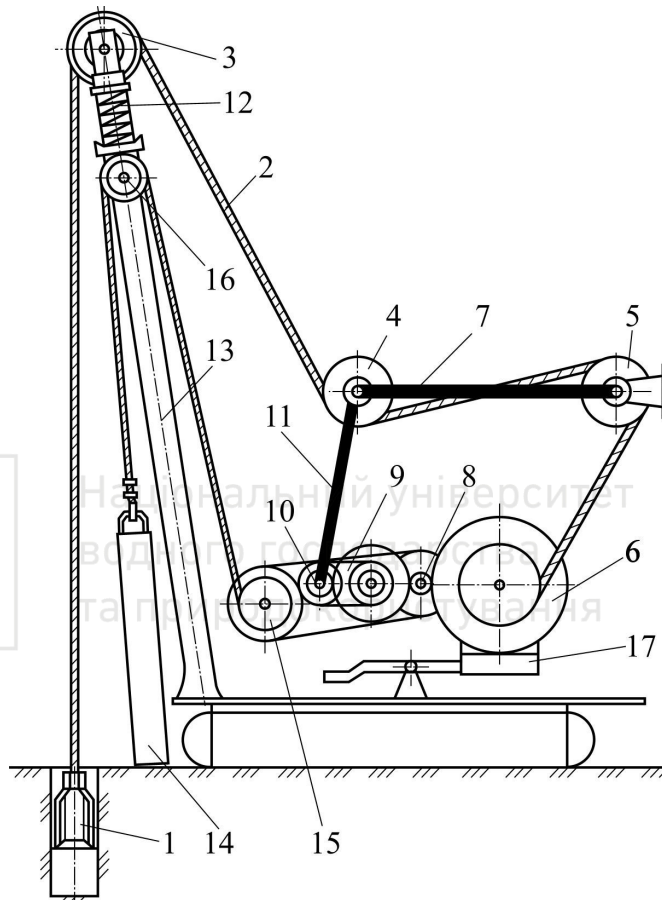


Рис. 3.3. Схема станка ударно-канатного буріння:

- 1 – буровий інструмент; 2 – канат; 3 – головний блок; 4 – відтяжний блок;
- 5 – напрямний блок; 6 – барабан лебідки; 7 – балансир; 8 – головний вал;
- 9 – кривошип; 10 – палець; 11 – шатун; 12 – амортизатор; 13 – щогла;
- 14 – желонка; 15 – желоночний барабан; 16 – ролик; 17 – гальмо

При обертанні кривошипа шатун 11 пересуває відтяжний блок 4 по дузі, радіус якої дорівнює довжині балансира 7. При нижньому положенні пальця 10 кривошипа 9 і відтяжного блоку 4 долото буде підняте над вибоєм.

При переміщенні пальця кривошипа й відтяжного блоку у верхнє положення долото наприкінці ходу вдариться об вибій. Під час підйому відбувається поворот бурового інструмента на деякий кут за рахунок розкручування канату, що забезпечує одержання порожнини свердловини круглого перетину.

Бурова лебідка (див. рис. 3.4) складається із приводного вала 1, що опирається на опори кочення, установлені на стійках рами. На валу на підшипниках змонтований барабан 2 з намотаним на нього тросом 3. Обертання від приводного вала 1 передається на барабан 2 через фрикційну муфту 4. Рукояттю 5, що пов'язана з кулачками 6, управляють фрикційною муфтою, а рукояттю 7 – гальмом 8. Для забезпечення підйому бурового снаряда рукоять 5 установлюють у таке положення, при якому кулачки 6 з'єднують між собою диски фрикційної муфти. У результаті цього обертання через фрикційну муфту передається від приводного вала барабану 2 і відбувається намотування троса на барабан. Для екстреної зупинки барабана рукояттю 7 пускають у хід гальмо 8.

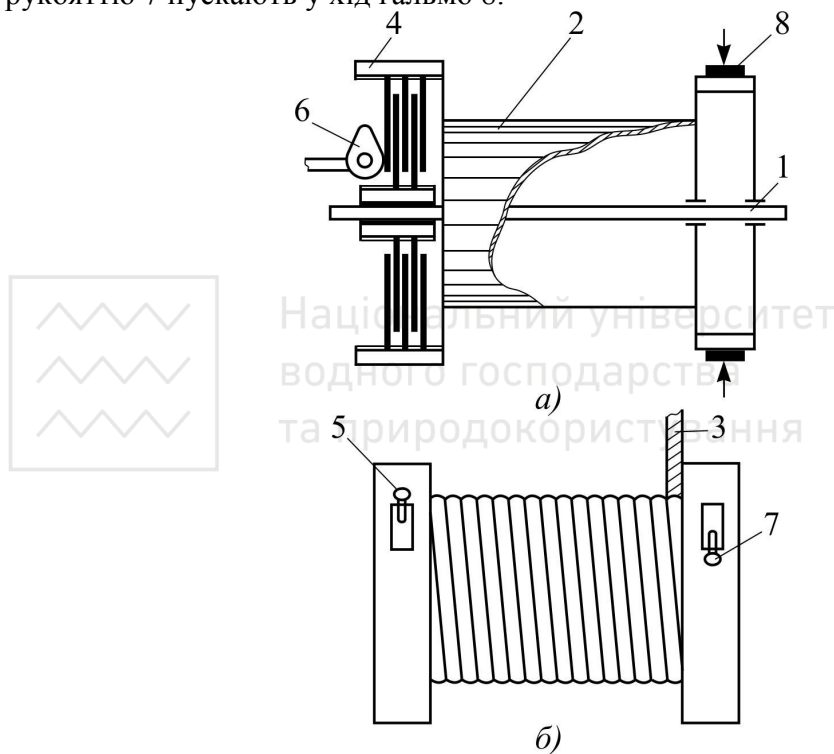


Рис. 3.4. Фрикційна лебідка:

- 1 – приводний вал; 2 – барабан; 3 – трос; 4 – фрикційна муфта;
- 5 – рукоять керування муфтою; 6 – кулачки;
- 7 – рукоять керування гальмом; 8 – гальмо

Робочий буровий інструмент ділиться на основний і допоміжний. До основного належать долото й канатний замок. З'єднані разом, вони утворюють буровий снаряд. Допоміжний буровий інструмент складається з

желонки для добування бурового шламу зі свердловини й спеціальних доліт для виправлення свердловини.

Застосовують кілька типів доліт. Основні з них: плоскі, хрестові, двотаврові, округляючі (див. рис. 3.5).

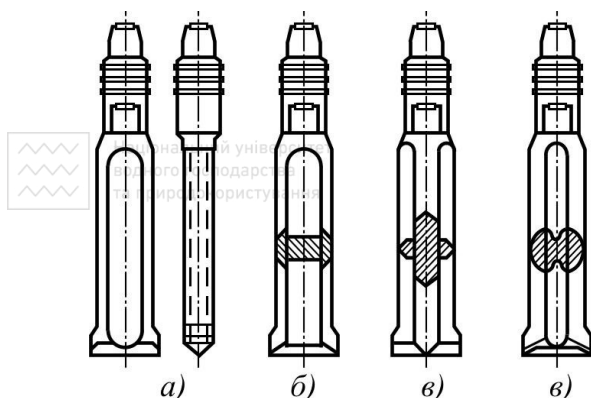


Рис.3.5. Типи доліт:

а – плоске; б – двотаврове;
в – хрестове; г – округляюче

Плоскі долота призначені для проходки монолітних порід без твердих включень. Їх випускають діаметром від 148 до 695 мм. Маса доліт від 42 до 520 кг.

Двотаврові долота призначені для проходки в'язких порід. Їхні леза мають виступаючі в обидва боки борти, що забезпечують кращу обробку стінок свердловини. Випускаються із діаметром 148...850 мм, масою 42...630 кг.

Хрестові долота застосовують для проходки твердих тріщинуватих порід, а також валунно-галькових

відкладень. Діаметр цих доліт 148...595 мм, маса 66...980 кг.

Округляючі долота використовують для проходки твердих тріщинуватих порід і валунно-галькових відкладів, а також для вирівнювання стінок свердловини. Діаметр доліт, що випускаються, становить 148...695 мм, маса 85...1400 кг.

Після поглиблення свердловини на 0,3...0,6 м, при бурінні міцних порід, і на 1,0...1,5 м, при бурінні слабких порід, коли долото почне грузнути в зруйнованій породі й швидкість буріння впаде, буровий снаряд піднімають зі свердловини й у неї опускають на канаті желонку (див. рис. 3.6).

Желонка представляє собою порожнистий циліндр із клапаном на нижньому кінці. Якщо вибій перебуває в сухих породах, то в свердловину наливають воду в такій кількості, щоб утворився стовп води висотою, рівній довжині желонки. Після спуску желонки від головного вала верстата включають желоночний барабан для підйому желонки на висоту 0,5...0,7 м, а потім скидають желонку в свердловину, роблячи нею 10...15 ударів по вибою. Під дією цих ударів суспензія зі зруйнованої породи й води, піднімаючи клапан, заповнює желонку. Заповнення желонки відбувається за законом сполучених посудин. При цьому однією посудиною є свердловина, а іншою – желонка. Для розвантаження желонки її опускають вертикально на шток 4 і клапан 3 відкривається. Зробивши два-три опускання-підйоми желонки, вибій очищають від зруйнованої породи й знову спускають буровий снаряд, включають ударний механізм і продовжують поглиблення вибою.

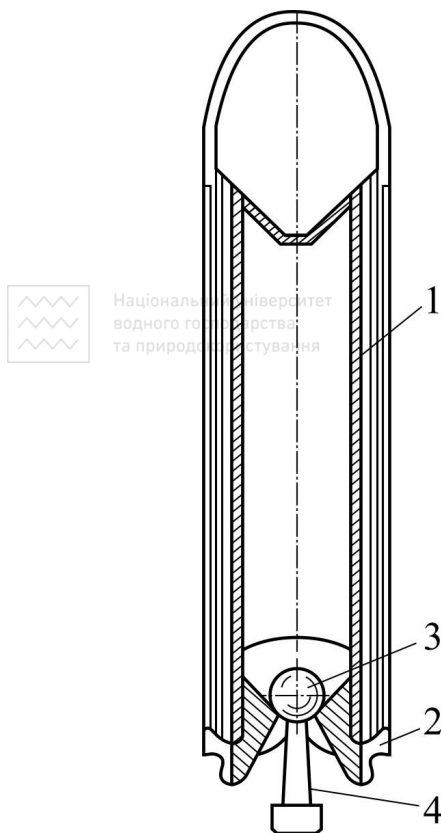


Рис. 3.6. Желонка:
1 – корпус; 2 – башмак;
3 – клапан; 4 – шток

Перед бурінням свердловини станок установлюють горизонтально й закріплюють домкратами. При бурінні міцних порід буровий інструмент підвішують таким чином, щоб він на кілька сантиметрів не доходив до вибою. Цю відстань проходять за рахунок стиску амортизатора. Амортизатор складається з набору гумових дисків і металевих прокладок. Він послабляє ударне навантаження, що передається на щоглу й балансир. У м'яких породах буровий інструмент над вибоєм не навішують, тому що глибина розробки достатня для стиску амортизатора.

3.3. Машини обертового буріння

Обертове буріння є найбільш універсальним методом буріння, оскільки дозволяє здійснювати проходку свердловин діаметром від 127 мм і більше у породах від слабких з коефіцієнтом міцності $f < 6 \dots 8$ до досить міцних з $f < 18$. Орієнтовно коефіцієнт міцності f дорівнює 0,1 межі міцності гірської породи при одноосному стиску $\sigma_{ст}$, МПа.

Залежно від застосовуваного бурового інструмента машини обертового буріння поділяють на станки обертового буріння шарошечними долотами й станки обертового буріння різцевими долотами.

3.3.1. Станки обертового буріння шарошечними долотами

Шарошечне буріння полягає в тому, що при обертанні долота шарошки (конуси або циліндри із зубцями) долота, які вільно сидять на осях цапф, перекочуються по поверхні вибою свердловини. При цьому зубці під дією

осьового тиску, що передається через буровий став долоту, руйнують породу ударом і різанням.

Станки шарошечного буріння утворюють свердловини діаметром 215...320 мм і глибиною 32...60 м.

Такі станки, як правило, складаються з наступних основних вузлів (див. рис. 3.7): гусеничної ходової частини з індивідуальним приводом на кожну гусеницю; платформи з машинним відділенням, маслостанції, компресорної установки й електроустаткування; щогли з робочим органом, що складається із механізму обертання й подачі бурового постава; механізму згвинчування-розгвинчування бурових штанг; сепаратора або касети для штанг; пилоуловлюючої установки; гідро- і пневмосистем.

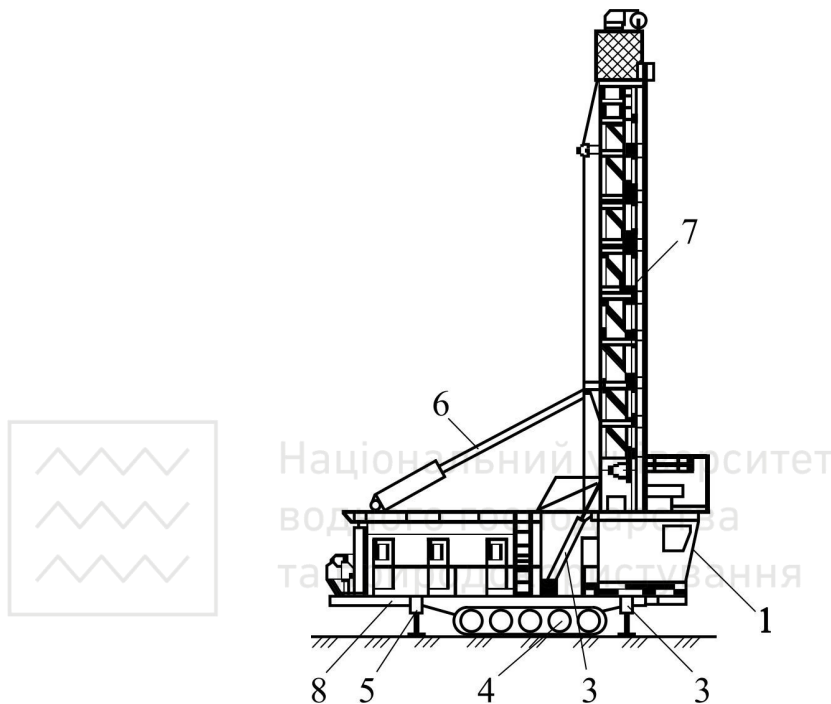


Рис. 3.7. Схема станка шарошечного буріння:

- 1 – кабіна машиніста; 2 – передній гідродомкрат вирівнювання верстата;
- 3 – гідроциліндр нахилу щогли; 4 – гусеничні візки;
- 5 – задній гідродомкрат вирівнювання станка;
- 6 – телескопічний підкіс щогли; 7 – щогла; 8 – платформа

Для видалення бурового дріб'язку зі свердловини й охолодження шарошечного долота застосовується стиснене повітря, яке нагнітає компресор. Повітря надходить гнучким шлангом у вертлюг, а потім по ставу бурових штанг проходить через долото, охолоджує його й, захопивши буровий дріб'язок, виходить до устя свердловини через зазор між стінкою свердловини й штангою. На поверхні в усті свердловини встановлений

пилоприймач, звідки повітря надходить на очищення в циклон. Щогла представляє собою зварену просторову ферму. Щогла піднімається й опускається за допомогою двох гідроциліндрів. Робоче положення щогли вертикальне, транспортне – горизонтальне.

Перед бурінням платформу станка встановлюють у горизонтальне положення за допомогою трьох або чотирьох гідродомкратів.

Вертлюг служить для подачі стисненого повітря через патрубок 1 (див. рис. 3.8) від необертового шланга до обертового бурового ставу через шпindel 2 і перехідник 3, а також для підтримки верхнього кінця бурової штанги при бурінні. Шпindel установлений у розточенні корпуса на шарикопідшипниках 4. Зазор між обертовим шпинделем і нерухомим корпусом ущільнений сальником 5.

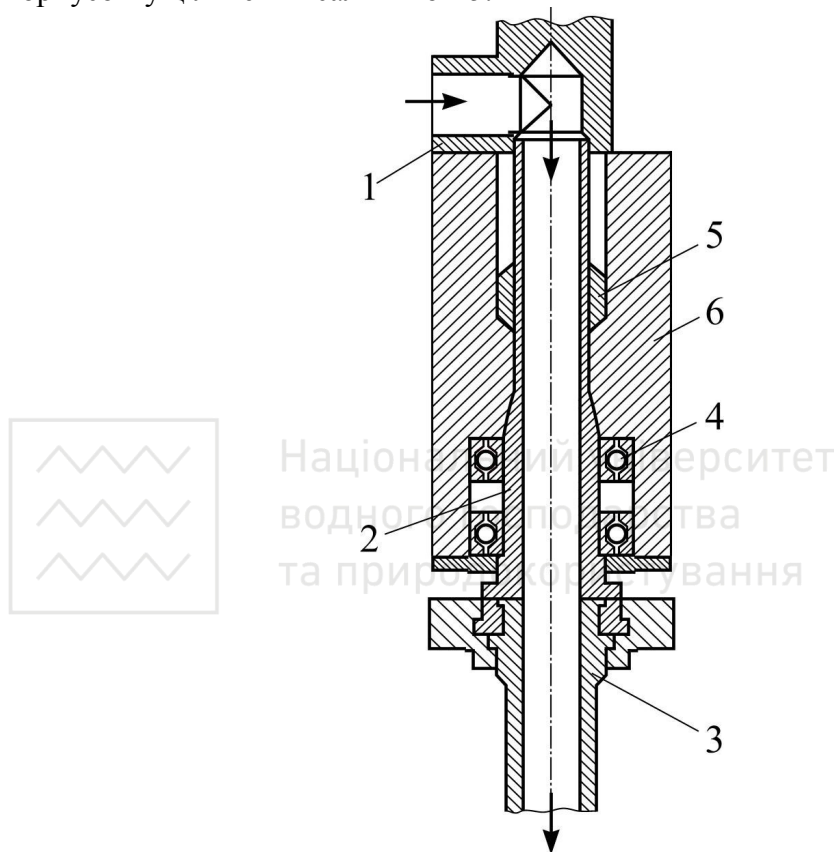


Рис. 3.8. Вертлюг:

1 – патрубок, що підводить; 2 – шпindel; 3 – перехідник;
4 – підшипник; 5 – сальник; 6 – корпус

Комплект бурового інструмента (див. рис. 3.9) складається з перехідника, бурових штанг, подовжувача постава, стабілізатора й долота. Змінний перехідник довжиною близько 0,5 м має нижню сполучну нарізку, відповідну до нарізки верхнього кінця бурової штанги.

Бурові штанги служать для передачі долоту крутного моменту й осьового зусилля, а також підведення до вибою стисненого повітря для видалення зі свердловини бурового дріб'язку. Бурові штанги з'єднуються між собою за допомогою різьбових ніпелів. Для забезпечення нормальних умов видалення бурового дріб'язку зі свердловини діаметр штанги повинен бути на 20...50 мм менше діаметра долота. Штанги виготовляють зі сталевих безшовних труб.

Подовжувач основної штанги довжиною 2...3 м служить для перекриття частини простору від бурового стола станка до поверхні уступу.

Стабілізатор призначений для запобігання поперечних коливань бурової штанги, що призводять до передчасного зношування її й долота.

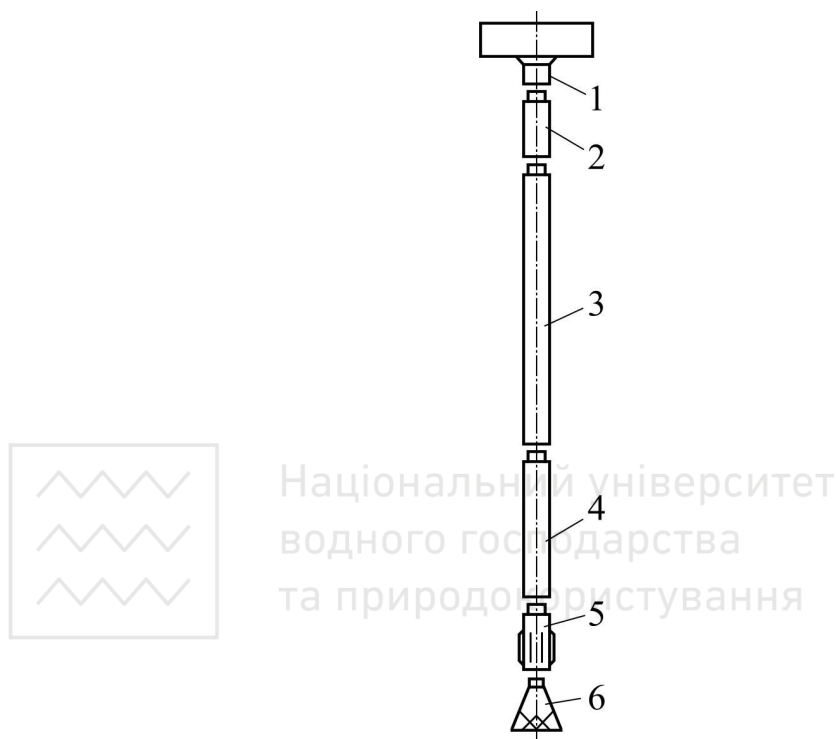


Рис. 3.9. Комплект бурового інструмента
верстатів обертального буріння шарошечними долотами:
1 – шпindel; 2 – перехідник; 3 – бурова штанга;
4 – подовжувач штанги; 5 – стабілізатор; 6 – долото

Стабілізатор кріпиться до нижнього кінця бурової штанги, а долото встановлюють в нижню частину стабілізатора. Стабілізатор (рис. 3.10) складається з корпусу 1 з вертикально встановленими в ньому трьома роликами 2. Діаметр стабілізатора по виступаючих краях роликів дорівнює діаметру долота. Корпус стабілізатора має такий же діаметр, як і бурова штанга. Застосування стабілізатора сприяє зменшенню необхідного крутного моменту за рахунок зниження тертя штанги об стінки свердловини при її вигині й забезпечує більшу плавність буріння.

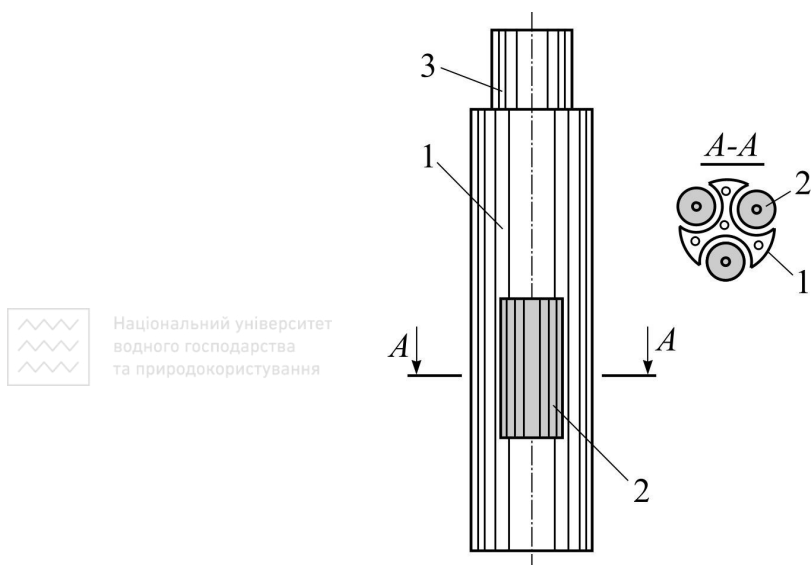


Рис. 3.10. Стабілізатор:
1 – корпус; 2 – ролики; 3 – нарізний ніпель

При обертальному бурінні на кар'єрах використовують дво- і трьохшарошечні долота. Найбільше поширення одержали трьохшарошечні долота, які застосовують для буріння свердловин у породах від м'яких до дуже міцних з оснащенням шарошки у вигляді фрезерованих на ній зубів (рис. 3.11, а) різної довжини й конфігурації або впресованих у неї штирів із твердого сплаву – карбіду вольфраму (рис. 3.11, б).

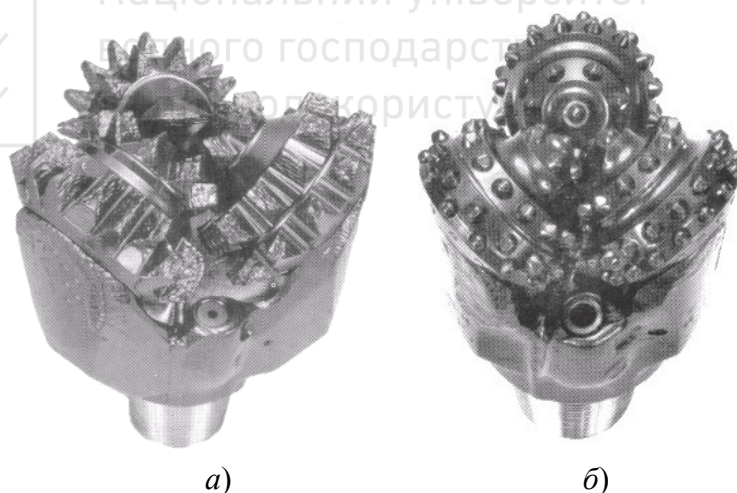


Рис. 3.11. Трьохшарошечні долота:
а) зубчасте; б) штирове

Трьохшарошечні долота (рис. 3.12) складаються із трьох зварених секцій (лап), на яких монтують шарошки.

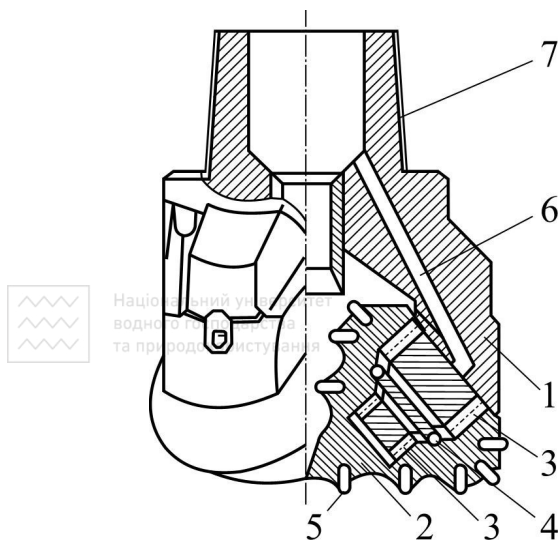


Рис. 3.12. Конструкція трюхшарошечного долота: 1 – лапа; 2 – шарошка; 3 – роликовий підшипник; 4 – кульковий підшипник; 5 – штирі із твердого сплаву; 6 – канал для подачі стисненого повітря; 7 – нарізний ніпель

Опори шарошок залежно від розмірів доліт виконують за різними схемами. Трьохшарошечні долота виконують із опорами за схемою Р-К-Р, тобто такими, що мають два силові роликопідшипники 3 і між ними один кульковий підшипник 4. На долотах малих діаметрів нижній підшипник може бути кульковим (схема Р-К-К).

Шарошки й лапи доліт, в основному, виготовляють із хромонікелевої маловуглецевої (12ХН2), (20ХН3А) і нікель-молібденової (17Н3МА) сталей та піддають хіміко-термічній обробці.

Верхня частина корпусу долота закінчується нарізним ніпелем 7, за допомогою якого долото з'єднується з буровими трубами.

За способом розташування зубів шарошки долота можуть бути із само- і не самоочисними зубами. У найпоширеніших самоочисних доліт зубчастий вінець однієї шарошки входить у проточку між вінцями іншої, за рахунок чого поліпшується очищення зубів від породи.

3.3.2. Станки обертового буріння ріжучими долотами

Станки обертового буріння ріжучими долотами призначені для буріння вертикальних і похилих свердловин у породах з коефіцієнтом міцності $f < 6$.

При обертовому бурінні порода руйнується під дією осьового зусилля подачі й крутного моменту, переданого станком різцевому долоту. Обертальне буріння застосовують тільки у породах середньої й нижче середньої міцності. У міцних породах ріжучі краї долота не здатні сколювати стружку значної товщини й руйнують породу стиранням. У таких умовах роботи різці з металокерамічних твердих сплавів швидко зношуються, і швидкість буріння падає.

Існують два види обертового буріння: суцільне й колонкове. При колонковому бурінні коронка руйнує гірську породу тільки в межах кільцевої щілини, а по середині залишається керна, що видаляється зі свердловини великими шматками. Втрати часу на підйом керна на поверхню знижують

середню швидкість буріння, у зв'язку із чим такий спосіб буріння на кар'єрах застосовують тільки для проведення розвідувальних свердловин.

Умовний діаметр свердловин, що споруджуються станками обертального буріння, становить 115...160 мм, глибина буріння – до 32 м. Такі станки створюють зусилля подачі ріжучих доліт до 80 кН.

Станок обертального буріння складається з наступних основних вузлів (рис. 3.13): багатоопорного гусеничного ходу з електроприводом; рами з кузовом і кабіною машиніста; щогли з напрямними для переміщення бурового постава й обертача; касети для зберігання шнеків; механізму подачі бурового постава на вибій; гідроциліндрів вирівнювання станка й підйому щогли; компресорної станції; кабельного барабана.

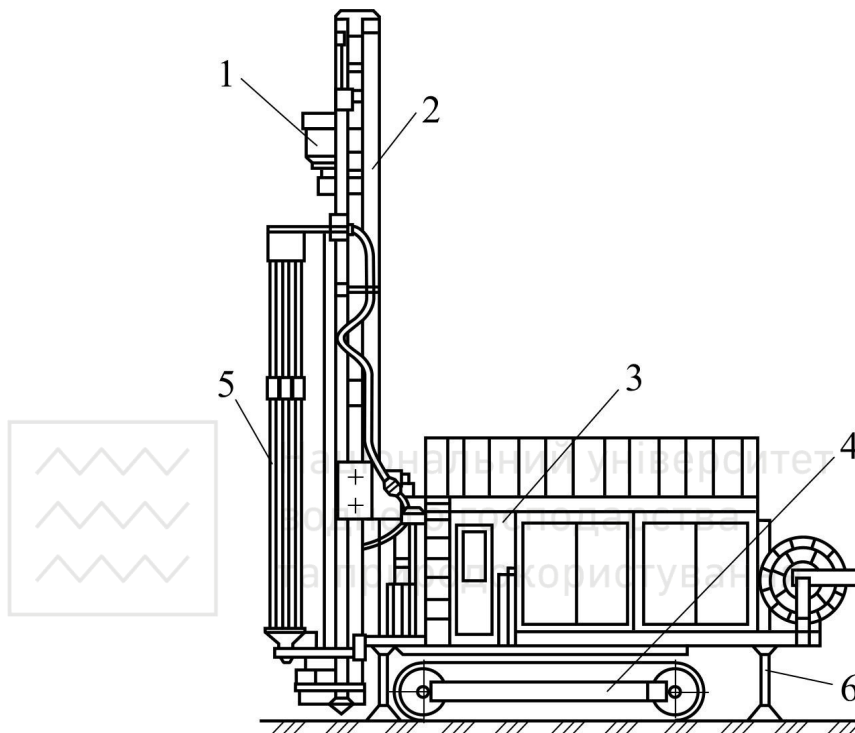


Рис. 3.13. Станок обертального буріння:

1 – обертач; 2 – щогла; 3 – кабіна; 4 – ходова частина; 5 – касета;
6 – гідроциліндр вирівнювання станка

Подача штанг на вісь буріння здійснюється з касети, що повертається храповим механізмом із приводом від гідроциліндра.

Комплект бурового інструмента складається з ріжучих доліт і шнекових штанг.

Шнековий буровий постав (рис. 3.14) служить для передачі крутного моменту долоту, а також для очищення свердловини.

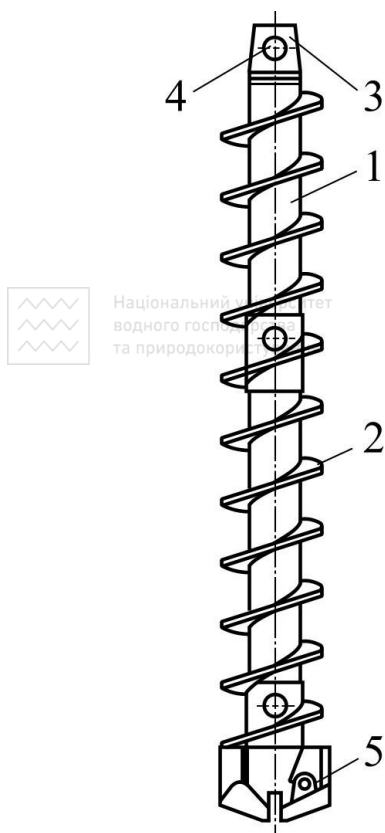


Рис. 3.14. Шнековий буровий
постав: 1 – труба; 2 – спіраль;
3 – хвостовик; 4 – отвір;
5 – долото

Він складається із труби з привареною до неї спіраллю зі смугової сталі й хвостовиків. Штанги між собою, з перехідником шпинделя обертача й долотом з'єднуються за допомогою валиків, що проходять через отвори хвостовиків.

Зовнішній діаметр шнека для зменшення тертя об стінки свердловини повинен бути на 10% менше діаметра долота.

Шнековий спосіб очищення свердловин від бурового дріб'язку є пасивним, оскільки не забезпечує примусового видалення продуктів руйнування із привибійної зони. Надходження бурового дріб'язку на перший виток шнека, який знаходиться від вибою на висоту долота, відбувається за рахунок витиснення його буровим інструментом.

Особливістю буріння в м'яких породах ($z.f < 4$) є висока швидкість подачі інструмента на вибій. При цьому різці знімають велику стружку, що досягає по глибині 10 мм і більше. Тому виникає необхідність захисту корпуса долота від зношування на значній висоті й по всій довжині ріжучої крайки. Цим умовам

відповідають долота типу РК (див. рис. 3.15, а).

Долото має з'ємний корпус. Один хвостовик використовується на декількох корпусах. Східчаста форма ріжучої крайки долота збільшує його стійкість і створює розрив суцільності вибою.

Для буріння в породах підвищеної міцності потрібно створити високий питомий тиск на вибій за рахунок максимального скорочення лінії контакту з вибоєм і збереження його ступінчастості. Це досягається застосуванням змінних різців у долотах типу РД. Різці розташовані не симетрично, з послідовним перевищенням їх один над іншим.

Шнековий спосіб очищення свердловини допускає наявність у буровому дріб'язку фракцій до 35 мм у поперечнику. Долото повинне мати мінімальну кількість різців, що забезпечує максимальний ефект відділення від масиву не зруйнованих твердих включень.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

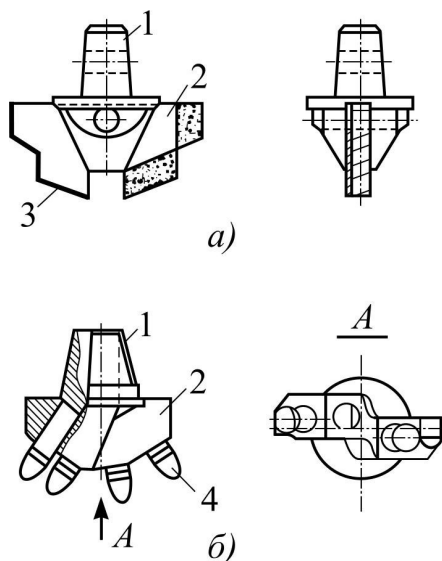


Рис. 3.15. Ріжучі долота для обертального буріння:

а – типу РК із суцільною ріжучою крайкою;

б – типу РД із переривчастою ріжучою крайкою;

1 – хвостовик; 2 – корпус; 3 – пластина твердого сплаву; 4 – різець

Для армування бурового інструмента застосовують металокерамічні тверді сплави.

3.4. Машини ударно-обертового буріння

Ударно-обертовий спосіб буріння поєднує в собі ознаки ударного й обертального буріння різанням. При цьому способі удари високої енергії здійснюються заглибним ударником (переважно пневматичним). На ці удари накладаються відносно невеликі осьове зусилля й момент обертання. Порода руйнується ударом долота, а гребінці, що залишилися, зрізуються при його повороті.

3.4.1. Станки ударно-обертового буріння заглибними пневмоударниками

Станки ударно-обертового буріння призначені для проходки вертикальних і похилих свердловин у міцних, дуже міцних і абразивних породах із коефіцієнтом міцності $f = 6 \dots 18$. Діаметр свердловин становить 85...160 мм, глибина буріння по вертикалі – до 52 м.

Станок ударно-обертового буріння (рис. 3.16) на гусеничному ході 1, балансірно пов'язаним з рамою платформи 2, має щоглу 3, обертач 4, пневмоциліндр 5 подачі бурового постава й касету 6 зі штангами.

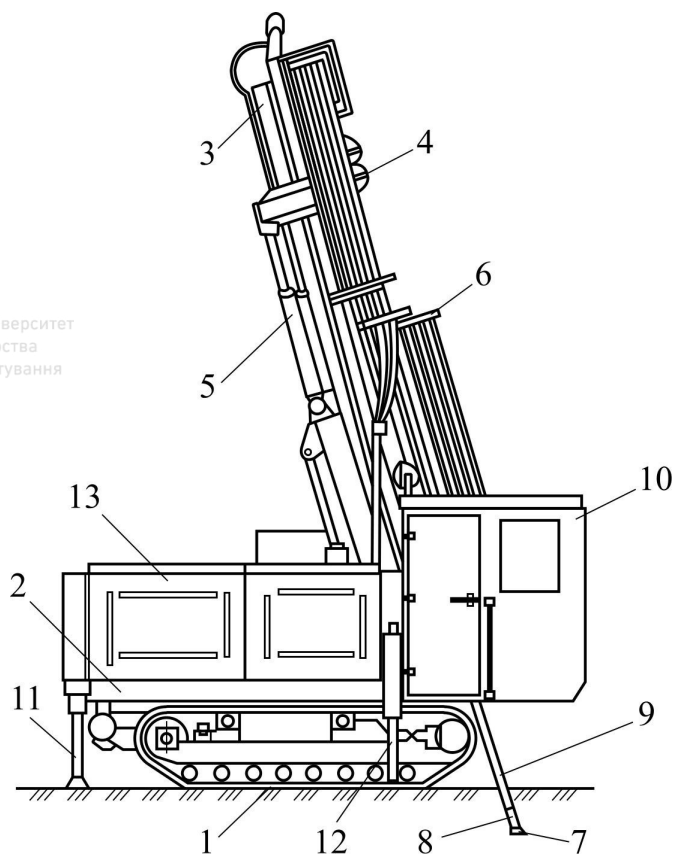


Рис. 3.16. Буровий станок;

- 1 – гусеничний хід; 2 – платформа; 3 – щогла; 4 – обертач;
5 – пневмоциліндр подачі; 6 – касета; 7 – долото; 8 – пневмоударник;
9 – штанга; 10 – кабіна; 11 – задній гідродомкрат;
12 – передній гідродомкрат; 13 – кузов

Породу у вибої свердловини руйнує долото 7, установлене у пневмоударнику 8, з'єднаному зі штангою 9. Процесом буріння машиніст управляє з кабіни 10. Горизонтування станка забезпечується трьома гідродомкратами – одним заднім 11 і двома передніми 12. У кузові 13 розташовані маслостанція системи керування приводами й допоміжні механізми.

Станки випускаються з механізмами подачі двох видів – із пневмоциліндром (див. рис. 3.16) і із пневмодвигуном (рис. 3.17).

У останньому випадку обертово-подавальний механізм складається із електродвигуна 1, який надає оберти через редуктор 2 буровому ставу 3, перехіднику 4, пневмоударнику 5 і долоту 6. Механізм, що подає, містить два втулочно-роликові ланцюги 7, кінці яких кріпляться до коромисла обертача. Привод ланцюга здійснюється зірочкою 8 від пневмодвигуна 9 через двоступінчастий редуктор 10. Буровий став переміщається уздовж щогли напрямними 11 при включенні двигуна 9.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

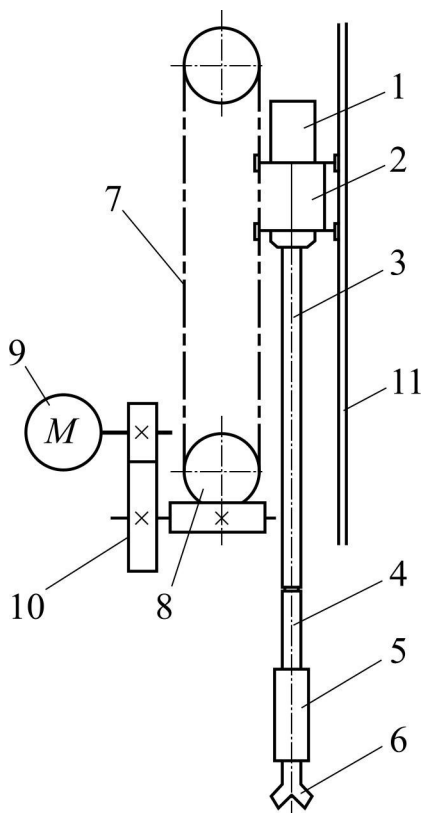


Рис. 3.17. Кінематична схема механізму станка:

- 1 – електродвигун; 2 – редуктор; 3 – буровий постав; 4 – перехідник;
5 – пневмоударник; 6 – долото; 7 – втулко-роликовий ланцюг; 8 – зірочка;
9 – пневмодвигун; 10 – редуктор; 11 – напрямні

Комплект бурового інструмента для ударно-обертового буріння складається з бурових штанг, перехідника, заглибного пневмоударника й долота. Бурова штанга служить для передачі крутного моменту від обертача до долота й одночасно виконує функції подачі стисненого повітря до пневмоударника й вибою свердловини. Перехідник з'єднує постав бурових штанг із пневмоударником. Він має уніфіковані зі штангою муфту й ніпель і коротшу довжину труби.

При ударно-обертовому бурінні буровою машиною є заглибний пневмоударник, у якому поршень робить зворотно-поступальний рух і при робочому ході завдає удару по хвостовикові бурового інструмента. Заглибний пневмоударник виконується без вбудованого поворотного пристрою й працює на стисненому повітрі або повітряно-водяній суміші. Обертання й подача пневмоударника на вибій здійснюється через бурову штангу від установлених поза свердловиною обертача й податчика.

Випускаються пневмоударники з безклапанною й клапанною (рис. 3.18) системами повітророзподілення.

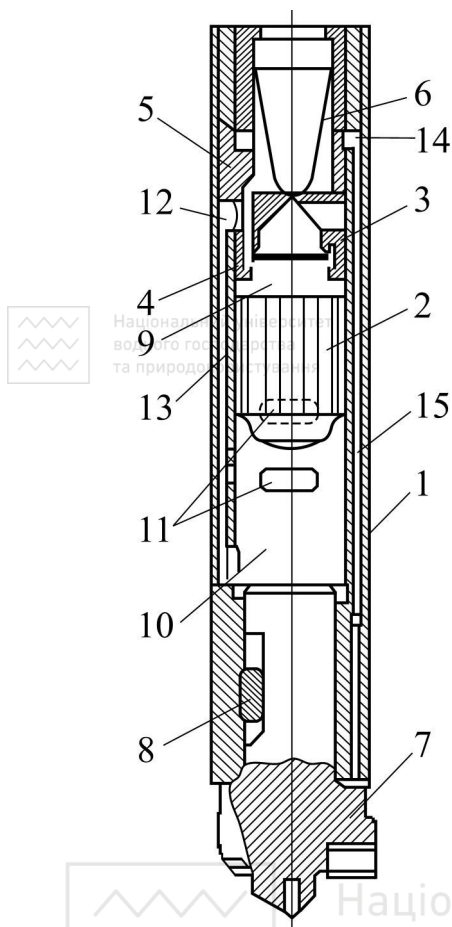


Рис. 3.18. Пневмоударник із клапанною системою повітророзподілення:

- 1 – корпус; 2 – ударник; 3 – клапанна коробка;
4 – клапан; 5 – перехідник;
6 – сітка; 7 – долото; 8 – шпонка; 9 – верхня камера; 10 – нижня камера;
11 – отвір; 12, 13, 14, 15 – канали

Корпус 1 пневмоударника представляє собою товстостінний циліндр. Усередині корпуса знаходяться ударник 2 і клапанна коробка 3. Клапанна коробка має сідла, між якими рухається клапан 4. Клапанна коробка притискається до торцевої проточки корпуса за допомогою перехідника 5, який з'єднується з буровою штангою. Усередину перехідника вставлена сітка 6 для очищення стисненого повітря від сторонніх домішок. У передній частині пневмоударника знаходиться долото 7, яке кріпиться в корпусі за допомогою шпонки 8.

Пневмоударник працює в такий спосіб. Стиснене повітря буровою штангою надходить у перехідник і потім через сітку проходить до клапанної коробки. Далі повітря під клапаном проходить у верхню

камеру 9. Під дією тиску стисненого повітря ударник 2 рухатиметься вниз. Повітря, що знаходиться в нижній камері 10, виходитиме через вихлопні отвори 11 назовні. Ударник, пройшовши нижньою крайкою отвори 11, стискатиме повітря, що перебуває в нижній камері 10. Тиск стисненого повітря передаватиметься каналами 12 і 13 на клапан 4. Після того, як відкриються вихлопні отвори 11, клапан 4 перекинеться в нижнє положення, а ударник, переміщуючись униз, завдасть удару по долоту й почне переміщатися нагору за рахунок відскоку від долота й під дією стисненого повітря, яке після перекидання клапана надходить каналами 12 і 13 у нижню камеру 10.

При русі нагору ударник буде стискати повітря, що залишилося в камері 9, і тиск передасться на клапан 4. Коли ударник відкриє отвори 11, тиск у каналі 13 упаде майже до атмосферного й відбудеться перекидання клапана у верхнє положення. Стиснене повітря при цьому знову надходитиме у верхню камеру, і цикл повториться.

Буровий дріб'язок видаляється стисненим повітрям, яке проходить каналами 14 і 15 уздовж корпуса пневмоударника до вибою свердловини.

Хвостовик долота закріплюють у пневмоударнику шпонкою або кульковим замком. Лиска на хвостовику дозволяє долоту зміщатися в осьовому напрямку, що необхідно для забезпечення запуску пневмоударника притисненням долота до вибою й відкриття каналів переміщення поршня.

Долота з випереджальним лезом (рис. 3.19, а) застосовують для забурювання свердловин.

Вони складаються з головки 1 з випереджальним лезом 2 і трьома твердосплавними лезами 8 і хвостовика 3. Хвостовик служить для передачі імпульсу від пневмоударника й крутного моменту через твердосплавні леза до вибою свердловини.

Найбільше поширення мають чотирьохпері Х-подібні долота (рис. 3.19, б) з осьовим каналом 4 для продувки вибою свердловини. При бурінні заглибними пневмоударниками також широко застосовують долота типу КНШ (рис. 3.19, в), армовані штирями 6 з карбіду вольфраму зі сферичною робочою поверхнею.

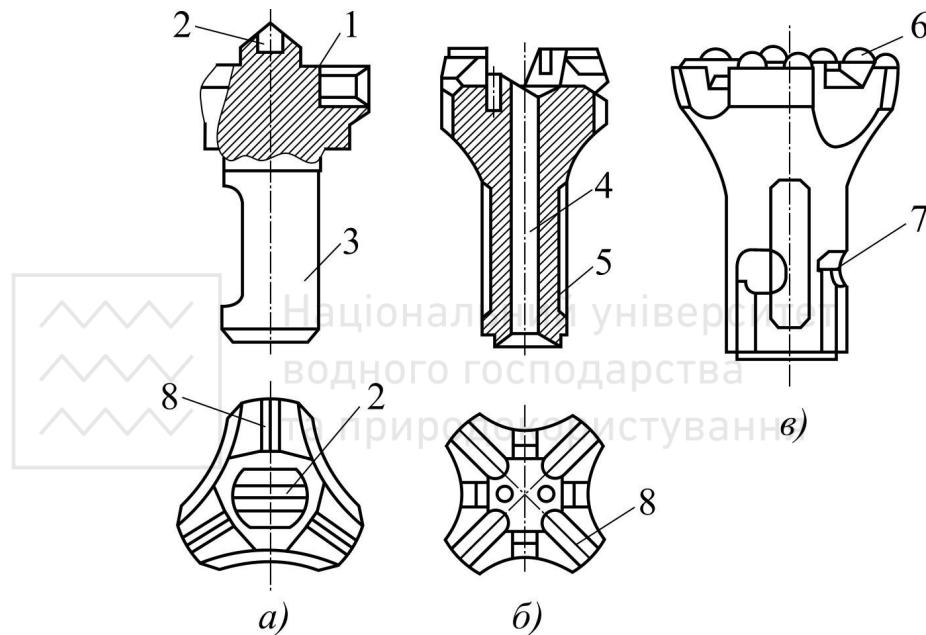


Рис. 3.19. Долота для ударно-обертального буріння:

а – з випереджаючим лезом; б – чотирьохпері Х-подібні долота; в – КНШ-110

1 – головка; 2 – випереджальне лезо; 3 – хвостовик; 4 – осьовий канал;

5 – лиска; 6 – штирі; 7 – кульковий замок; 8 – твердосплавне лезо

Для збереження високої швидкості буріння штирі долота необхідно періодично заточувати.

3.4.2. Станки віброобертового буріння

При віброобертовому бурінні процес здійснюється шляхом передачі породоруйнуючому інструменту віброударних навантажень, що поєднуються з осьовим зусиллям, яке створюється вагою бурового постава й віброобертової каретки, і крутного моменту. Порода у вибої свердловини руйнується ударом бурової коронки, а гребінці, що залишилися, зрізуються при її повороті.

Станок віброобертового буріння (рис. 3.25) містить корпус 1, змонтований на гусеничному ході 2.

Як привод ходової частини використовується електродвигун. У корпусі 1 установлена компресорна станція, від якої повітря подається шлангом 3 через вертлюг 4 і бурову штангу 5 у свердловину для її очищення від розбуреної породи. На передній стінці корпусу на шарнірах кріпиться щогла 6 з напрямними для переміщення віброобертової каретки 7. Каретка спускається і піднімається лебідкою.

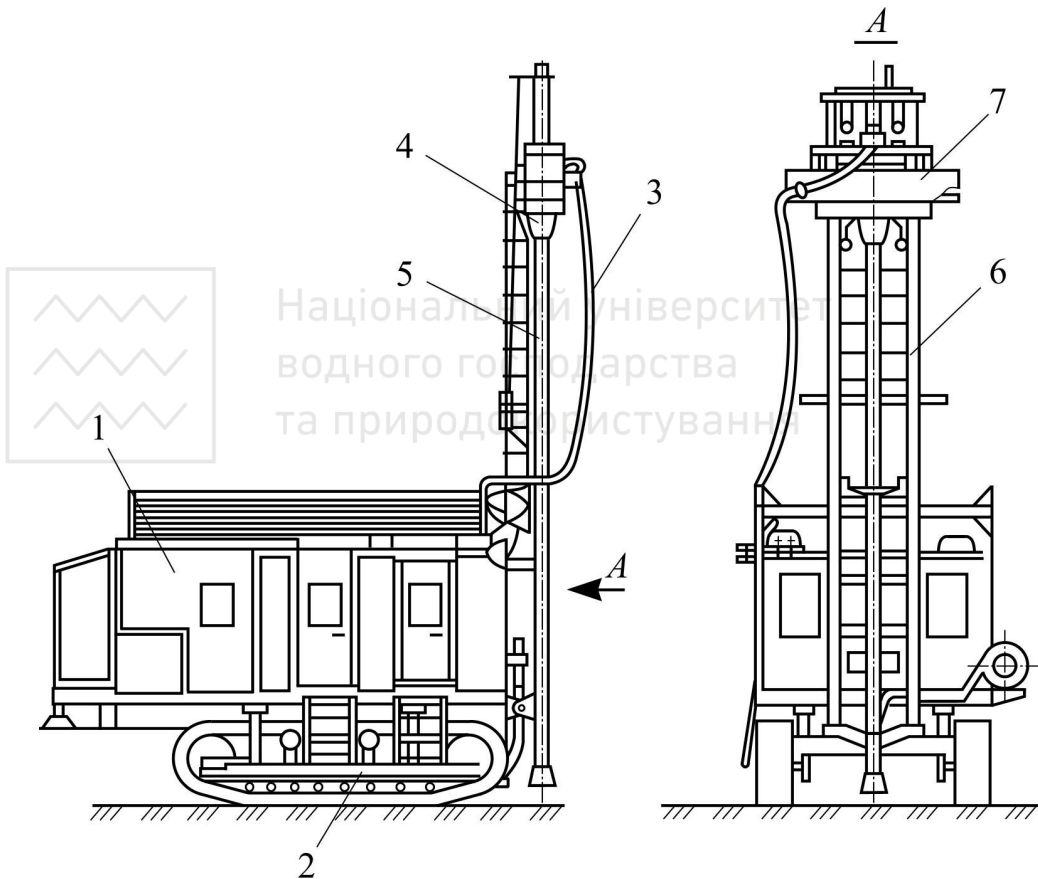


Рис. 3.20. Станки віброобертового буріння:
1 – корпус; 2 – гусеничний хід; 3 – шланг; 4 – вертлюг;
5 – бурова штанга; 6 – щогла; 7 – віброобертова каретка

Бурова штанга 5 за допомогою нарізки з'єднується з вертлюгом 4, установленим на шпинделі каретки 7. Обертання шпинделю передається від електродвигуна через ланцюгову передачу.

Основним робочим органом станка є віброобертальна каретка. Вібрація каретки здійснюється за допомогою чотирьох попарно встановлених шестерень 1 з дисбалансами 2 (рис. 3.21).

Обертання шестерень здійснюється від електродвигуна через ланцюгову або клинопасову передачу. Дисбаланси (або ексцентрично розташовані вантажі), обертаючись у протилежні сторони з рівною кутовою швидкістю, генерують відцентрові сили, горизонтальні складові яких взаємно врівноважуються, а вертикальні складаються.

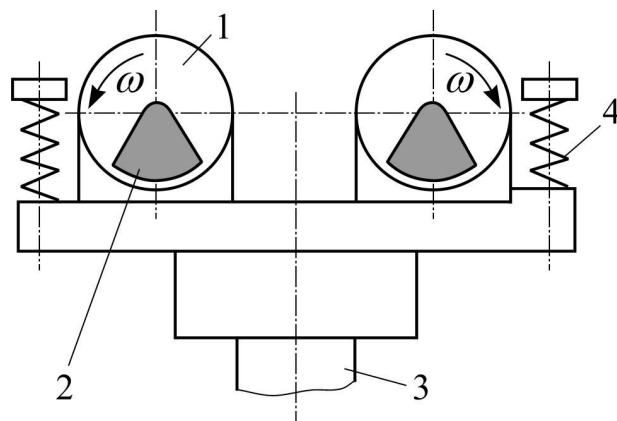


Рис. 3.21. Схема віброобертової каретки:
1 – шестерня; 2 – дисбаланс; 3 – бурова штанга;
4 – пружинна підвіска

Сумарна вертикальна сила змінюється відповідно до гармонійного (синусоїдального) закону. Вона й збуджує коливання каретки. У той момент, коли дисбаланси перебувають у верхній точці, виникає сила, що збуджує, прагне підняти всю установку нагору. У момент знаходження дисбалансів у нижній точці сила, що збуджує, штовхатиме каретку з буровою штангою 3 униз. Каретка з'єднується із приводом за допомогою пружинної підвіски 4.

3.5. Теорія робочого процесу бурових машин

3.5.1. Теорія робочого процесу бурових машин ударної та ударно-обертової дії

Ударне руйнування міцних гірських порід, яке відбувається у результаті заглиблення леза інструмента, у більшості випадків носить крихкий характер, оскільки переважно застосовується у породах такого типу.

Під дією сили удару $P_{\text{уд}}$ (Н) лезо з кутом загострення α бурового інструмента (рис. 3.22, а) діаметром d (м) заглиблюється у породу на глибину h (м). У масиві створюється складний напружений стан: під дією

стискаючих напружень під руйнуючою гранню інструмента утворюється ущільнене ядро із роздробленої породи, а під дією зсувних напружень, які виникають від сил N , частинки породи сколюються під кутом $\theta \geq \alpha$ у сторону відкритої площини.

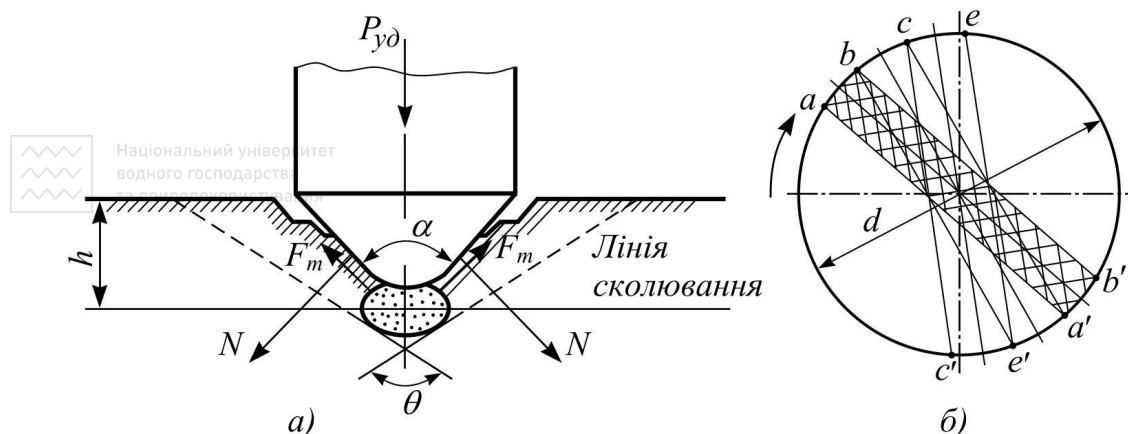


Рис. 3.22. Схема сил, які діють на лезо долота при ударному бурінні:
а – вигляд збоку, б – вигляд зверху

Заглиблення інструмента припиняється, як тільки сили опору стають рівними діючій силі:

$$P_{y\partial} = 2(F_T \cos \alpha / 2 + N \sin \alpha / 2) k_3, \quad (3.1)$$

де F_T – сила тертя леза долота об породу, Н; N – нормальна сила дії бокової поверхні леза долота на породу, Н; $k_3 = 1, 2 \dots 1, 3$ – коефіцієнт, що враховує затуплення леза долота.

Як видно з рис. 3.22, а

$$F_T = \mu_1 N; N = 10^6 \sigma_{m\partial} dh / \cos \alpha / 2,$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя бурового інструмента об породу; $\sigma_{m\partial}$ – границя міцності породи при механічному способі буріння, МПа.

Після підстановки у формулу (3.1) значень F_T і N отримаємо

$$P_{y\partial} = 2 \cdot 10^6 dh \sigma_{m\partial} (\tan \alpha / 2 + \mu_1) k_3. \quad (3.2)$$

З формули (3.2) можна визначити глибину заглиблення леза долота

$$h = P_{y\partial} / 2 \cdot 10^6 \sigma_{m\partial} (\tan \alpha / 2 + \mu_1) k_3. \quad (3.3)$$

При ударі по вибою (рис.3.3, б) двопере долото сколює один сектор ($aba'b'$), при цьому за один удар по периметру свердловини сколюються дві ділянки (ab) і ($a'b'$) сумарною довжиною:

$$L_o = 2 \cdot 2htg\theta / 2,$$

де $\theta \approx 120^\circ$.

Після кожного удару долото повинне повертатись на деякий кут, величина якого повинна бути такою, щоб сколювались цілики між слідами сусідніх ударів. Наступний удар долото наносить по сектору ($bca'e'$) і т.д.

Кут повороту долота після удару визначає частоту ударів за один його оберт, при якому відділений шар породи зі всієї поверхні свердловини рівний сумарній глибині nh заглиблення леза долота, так як кожне перо долота за повний його оберт сколює шар породи h зі всієї площини свердловини.

Таким чином, необхідну частоту ударів долота по забою за один його оберт можна визначити із співвідношення:

$$Z_0 = \pi d / L_0 = \pi d / 2nh \operatorname{tg} \Theta / 2, \quad (3.4)$$

де n – число пер на долоті ($n=2$ – для двоперого і $n=4$ – для хрестоподібного).

Частота ударів за один оберт Z_0 у сучасних станках, що використовують пневмоударники, складає 8...15. Чим міцніша порода, тим більше число ударів повинне приходиться на один оберт долота. При частоті ударів пневмоударника у секунду Z необхідна частота обертання бурового інструменту n_1 (с^{-1}) визначається виразом:

$$n_1 = Z / Z_0. \quad (3.5)$$

Теоретична швидкість буріння v (м/год) з урахуванням виразів (3.4) і (3.5) визначається виразом:

$$v = 3600hn_1 = \frac{3,6 \cdot 10^{-3} P_y Z n h \operatorname{tg} \Theta / 2}{\pi d^2 \sigma_{\text{мб}} (\operatorname{tg} \alpha / 2 + \mu_1) k_3}. \quad (3.6)$$

З формули (3.6) випливає, що ефективність буріння збільшується зі збільшенням сили P_y і частоти ударів у секунду Z і зі зменшенням кута загострення бура α , а зменшується зі збільшенням діаметра інструмента d . Незважаючи на те, що залежність (3.6) не враховує динаміку процесу руйнування, вона якісно правильно характеризує закономірності ударного руйнування.

Під дією зростаючої від нуля сили P_{y0} енергія одиничного удару A (Дж) складе:

$$A = 0,5 P_{y0} h,$$

а теоретична швидкість буріння буде:

$$v = [60 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} A Z n \operatorname{tg} \Theta / 2] / [\pi d^2 \sigma_{\text{мб}} (\operatorname{tg} \alpha / 2 + \mu_1) k_3]. \quad (3.7)$$

Таким чином, ефективність руйнування породи ударним бурінням визначається наступними основними параметрами процесу: енергією одиничного удару, частотою ударів і кутом повороту інструмента після кожного удару.

При ударно-обертовому бурінні заглибними пневмоударниками зі збільшенням осьового зусилля покращуються умови передачі удару породі й

збільшуються швидкість буріння, сила тертя леза об вибій і необхідний крутний момент.

Під тиском стисненого повітря p (Па) середній індикаторний тиск повітря у циліндрі заглибного пневмоударника при робочому p_p (Па) і зворотному $p_{зв}$ (Па) ходах поршня визначають за формулами:

$$p_p = C_p p \text{ і } p_{зв} = C_{зв} p,$$

де C_p і $C_{зв}$ – коефіцієнти, які враховують зменшення середнього тиску у циліндрах відповідно рівні для безклапанного розподільного пристрою 0,62 і 0,4.

Осьове зусилля $P_{ос}$ (Н), яке діє на поршень діаметром D (м), при робочому і зворотному ходах визначають відповідно виразами:

$$P_{ос.p} = 0,25 \pi K_i p_p D^2; \quad P_{ос.зв} = 0,25 \pi K_i p_{зв} D^2,$$

де $K_i = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт, який враховує зменшення корисної площі поршня з робочої і зворотної сторін.

Мінімальні питомі осьові зусилля, віднесені до діаметра долота, приймаються рівними $(2 \dots 3) 10^4$ Н/м.

Прискорення j_p і $j_{зв}$ (м/с²) руху поршня масою m_n (кг) відповідно для робочого і зворотного ходів:

$$j_p = P_{ос.p} / m_n \text{ і } j_{зв} = P_{ос.зв} / m_n.$$

Частота ударів поршня ударника Z (с⁻¹) залежить від тривалості циклу роботи – ударного механізму ($t_u = t_p + t_{зв}$) і визначається для відомих конструктивної довжини ходу поршня L_n (м), тривалості робочого t_p (с) і зворотного $t_{зв}$ (с) ходів поршня за формулою:

$$Z = (t_u)^{-1} = 1 / \sqrt{2 L_n C_n / j_p} + \sqrt{2 L_n C_n / j_{зв}}, \quad (3.8)$$

де $C_n = 0,85 \dots 0,9$ – коефіцієнт зменшення ходу поршня.

Енергія одиничного удару A (Дж) поршня масою m_n при опорі тертя поршня об стінки циліндра з коефіцієнтом тертя μ_z визначається формулою:

$$A = L_n C_n (P_{ос.p} - g m_n \mu_z).$$

Теоретична потужність N_n (Вт) пневмоударника на поршні:

$$N_n = A Z.$$

Потужність пневмоударника прямопропорційна потужності одиничного удару і частоті ударів та може бути підвищена за рахунок збільшення тиску повітря і площі поршня. Однак для відповідної якості металу і твердих сплавів, які використовуються для виготовлення інструмента, підвищувати тиск повітря більше 2,4 МПа недоцільно. Збільшення ж частоти ударів понад 20 с⁻¹ звично досягається зменшенням довжини ходу поршня, збільшенням його площі й робочого тиску.

3.5.2. Теорія робочого процесу машин обертового буріння шарошечними долотами

Руйнування породи шарошечним бурінням відбувається у результаті перекочування зубів шарошок вибоєм.

Математичний опис дійсного процесу перекочування шарошок породою, що супроводжується руйнуванням останньої, з врахуванням пружних деформацій породи і зубів шарошки, у силу значного ступеня невизначеності протікання фізичних явищ утруднений. Тому скористаємось спрощеною моделлю процесу.

Зубці шарошки періодично дотикаються до породи і під дією осьового зусилля подачі P_{oc} (кН) кожний з них заглиблюється на глибину h (мм). Якщо долото має $Z_{ш}$ шарошок (зазвичай три), кожна з яких контактує з вибоєм на довжині L (мм), то загальна довжина лінії одночасного контакту зубців долота з породою буде $L Z_{ш}$.

Внаслідок вторинного дроблення вже відділеної від масиву породи загальна лінія контактів зубів шарошки ще збільшиться і може бути прийнята приблизно рівною половині діаметра долота D (мм).

Необхідне осьове зусилля P_{oc} (кН) подачі на долото діаметром D для руйнування породи міцністю f можна визначити за формулою:

$$P_{oc} = 10^{-2} k f D = 10^{-3} k \sigma_{cm} D, \quad (3.9)$$

де $k=6\dots 8$ – більше значення коефіцієнта для більш крупних доліт; σ_{cm} – границя міцності породи при одноосному стиску, МПа.

Усереднені рекомендації ряду фірм виробників доліт за максимально допустимим зусиллям навантаження долота $P_{oc \max}$ відповідною даному зусиллю граничної частоти обертання долота $n_{об}$, при яких забезпечуються задовільні умови їх експлуатації, наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

D , мм	169	200	250	269,9	311/320	350
$P_{oc \max}$, кН	135	200	280	325	400	455
k_o , кН/мм	0,8	1	1,12	1,2	1,286	1,3
f_{max}	11,4	14,28	16	17,25	18,4	18,56
$n_{об}$, с ⁻¹	1,33	1,16	1	0,916	0,83	0,66

Конкретні рекомендації за величиною $k_o = P_{oc}/D$ наводяться у каталогах доліт. Верхня межа міцності гірської породи, яку доцільно бурити даним типом долота, можна орієнтовно визначити із виразу $f = 100 P_{oc \max} (kD)^{-1}$.

Глибина заглиблення h зуба шарошки з кутом загострення зуба α (град) у породу міцністю f у результаті навантаження долота з діаметром D осьовим зусиллям P_{oc} визначаємо за формулою:

$$h = 1,5 \cdot 10^{-2} P_{oc} / D f (tg \alpha / 2 + \mu_1) k_3, \quad (3.10)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя металу шарошки об породу ($\mu_1=0,25\dots1$); k_3 – коефіцієнт затуплення зуба ($k_3=1\dots1,3$ – більше значення для порід вищої міцності та абразивності).

Максимальна глибина заглиблення зуба (штиря) шарошки у породу повинна становити $0,75\dots0,8$ його висоти, що рівна $10\dots15$ мм у штирьових і $15\dots25$ мм у зубчатих доліт.

Момент обертання долота (Нм):

$$M_{кр} = 2,84 \cdot 10^{-3} k_1 D (0,22 P_{oc})^n,$$

де n – показник, що залежить від якості очищення свердловини (для дуже доброї – $n=1,25$; для задовільної – $n=1,5$; для поганої – $n=1,75$); k_1 – коефіцієнт, який залежить від міцності розроблюваної породи (табл. 3.2).

Таблиця 3.2

f	6...8	8...10	10...12	12...14	14...16	16...18	18...20	> 20
k_1	12	11	10	9	8	6	4	2

Як правило, обертово-подавальний механізм сучасного бурового станка може забезпечити питомий момент $M_{кр}$ до 40 Нм на 1 кН осьового зусилля P_{oc} . На практиці співвідношення $M_{кр}/P_{oc}$ рідко перевищує значення $20\dots30$ Нм/кН.

Потужність привода обертала (кВт):

$$N_{об} = 2 \cdot 10^{-3} M_{кр} n_{об} / \eta_{об} = 10^{-3} \cdot M_{кр} \omega_{об} / \eta_{об}, \quad (3.12)$$

де $\eta_{об}=0,7\dots0,85$ – ККД трансмісії обертача; $\omega_{об}$ – кутова швидкість, рад/с.

Потужність привода подачі (кВт):

$$N_{под} = P_{oc} v_{под} / \eta_{под}, \quad (3.13)$$

де $v_{под}$ – швидкість подачі бурового ставу, м/с; $\eta_{под}=0,5\dots0,7$ – ККД механізму подачі.

Теоретична швидкість V (м/год) шарошечного буріння визначаємо:

$$V = 10,8 k_{ск} h n_{об}, \quad (3.14)$$

де $k_{ск}$ – коефіцієнт, який враховує зменшення швидкості буріння за рахунок неповного сколювання породи між зубцями ($k_{ск}=0,5\dots0,3$ більше значення для більш м'яких порід).

Витрати і тиск повітря. Необхідна кількість стисненого повітря, що подається у вибій, визначаємо з умови забезпечення необхідної швидкості виносу V_e (м/хв) зруйнованих частинок породи у затрубний простір, рекомендованої не менше 1500 м/хв для важких (щільних порід) і не більше 2100 м/хв для середньо міцних. Допускається швидкість до 2800 м/хв для вологих важких порід для швидкості буріння $24\dots25$ м/год.

Діапазон швидкостей V_e (м/хв), що найчастіше використовуються, для сухих вибоїв становить від 1220 до 1520 м/хв.

Теоретична подача повітря ($\text{м}^3/\text{хв}$):

$$Q = FV_g = 0,25\pi V_g (D^2 - D_{ш}^2), \quad (3.15)$$

де F – площа затрубного простору, м^2 ; D і $D_{ш}$ – відповідно діаметри долота і штанги, м .

Тиск компресора рекомендують вибирати у діапазоні 0,4...0,7 МПа. Для доліт з периферійними продувочними каналами, що мають змінні вкладиші, останні необхідно вибирати мінімальних розмірів, допустимих за запасом надлишкового тиску на виході з ресивера. Втрати тиску у буровому ставі складають 0,07...0,14 МПа, а у долоті і підшипникових каналах можуть досягати 0,5 МПа, збільшуючись зі збільшенням подачі повітря і зменшенням перерізу вкладишів.

Потужність приводу компресора $N_{ком}$ (кВт), що забезпечує стиснення повітря від тиску p_1 (Па) до тиску p_2 (Па) на виході із компресора і подачу його у систему продувки свердловини у об'ємі Q ($\text{м}^3/\text{хв}$), визначаємо за формулою:

$$N_{ком} = 4,2Qp_1(\lg p_1 / p_2) / (\eta_k / \eta_n), \quad (3.16)$$

де η_k і η_n – ККД відповідно компресора (0,6...0,7) і передачі (0,92...0,95).

3.5.3. Теорія робочого процесу машин обертового буріння різцевими долотами

При обертовому бурінні порода руйнується під дією осьового зусилля подачі P_{oc} і крутного моменту M_t , що передається різцевому долоту станком (рис. 3.23). Осьове зусилля повинне подолати опір N_t породи заглибленню торцевих площадок ріжучого леза долота навіть тоді, коли вони затуплені (ділянка aO_1), а крутний момент повинен перевищити опір сколюванню ділянок породи, які прилягають до передньої ріжучої грані різця.

Передня грань інструмента зминає породу, у результаті чого утворюється ядро ущільнення A , що складається із дрібно подрібненої породи. Зусилля опору породи на лезо долота у цей момент збільшується до максимуму, після чого відбувається сколювання породи об'ємом $abcd$. При цьому опір породи різко зменшується до мінімуму, далі цикл руйнування повторюється.

Розрахунки режимних параметрів буріння зводяться до визначення значень осьового зусилля P_{oc} (кН), товщини стружки h (м), швидкості буріння V_m (м/хв. або м/год) і частоти обертання шнека $n_{об}$ (с^{-1}), при якій буде забезпечене транспортування частинок породи зі свердловини.

Осьове зусилля P_{oc} (кН) на ріжучому інструменті діаметром D (м), що необхідне для його заглиблення на глибину h (м), визначаємо формулою:

$$P_{oc} = 0,25k_3 D h \sigma_{мб}, \quad (3.17)$$

де $k_3=1,5...0,7$ – коефіцієнт, що враховує затуплення інструменту (більші значення для більш затупленого інструменту і меншої товщини стружки); $\sigma_{мб}$ – приведена границя міцності породи, кПа.

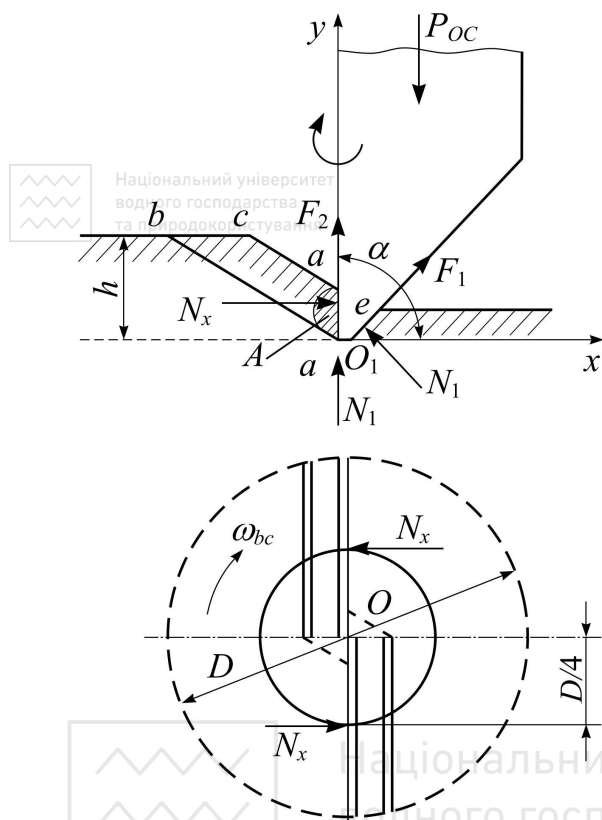


Рис. 3.23. Схема сил, які діють на різцеве долото при обертовому бурінні

Приймаючи кут різання різця $\alpha=90^\circ$, можна вважати, що зусилля опору сколювання N_x (кН) породи, що діє на передню грань пера інструмента, паралельне торцю свердловини, складає $N_x=P_{oc}k_3$.

З урахуванням затрат енергії на подолання сили N_x , на тертя затупленої ділянки aO_1 (сила F_2) і задньої грані різця об породу (сила F_1) з коефіцієнтом тертя μ_1 , величина моменту обертання M_1 (кН·м), необхідного для руйнування породи ріжучим долотом, визначається:

$$M_1 = 0,125 D^2 \sigma_{мб} h Z (1 + \mu_1 k_3), \quad (3.18)$$

де Z – число пер долота;

$$h = V_{max} / (3600 Z n_{об}), \quad (3.19)$$

де V_{max} – максимальна теоретична швидкість буріння, м/год; $n_{об}$ – частота обертання шнека, с⁻¹.

На практиці для ріжучих доліт питомі осьові навантаження на 1 м діаметра долота встановлюють у межах 100...300 кН/м.

Мінімально допустима частота обертання шнека n_o (с⁻¹) діаметром D_1 (м) і кутом підйому гвинтової лінії β , град:

$$n_o \geq [g(\sin \beta + \mu_1 \cos \beta) / (2\pi^2 \mu_2 D_1)]^{0,5}, \quad (3.20)$$

де μ_1 і μ_2 – відповідно коефіцієнти тертя породи об сталь і породу; g – прискорення сили тяжіння, м/с².

Максимальна теоретична продуктивність V (м³/год) шнека з кроком гвинта S (м):

$$V = 9 \cdot 10^2 \pi (D_1^2 - d^2) k S \psi n_{об}, \quad (3.21)$$

де d – діаметр вала шнека, м; ψ – коефіцієнт заповнення об'єму шнека; $k=0,8...0,9$ – коефіцієнт зсипання породи у зазор між шнеком і стінками свердловини; $n_{об}$ – необхідна частота обертання бурового ставу, $n_{об} \geq n_o$.

Об'єм породи у розпушеній масі W_l (м³/хв), що руйнується коронкою діаметром D_k (м) при максимальній швидкості буріння V_{max} (м/хв), на яку розрахований станок, і коефіцієнт розпушення породи k_p , визначаємо з формули:

$$W_l = 0,25\pi D_k^2 k_p V_{max}.$$

Для забезпечення транспортування об'єму породи W_l необхідно, щоб $V \geq W_l$.

Момент M_2 (кН·м), який необхідний для забезпечення підйому породи шнеком з глибини H (м), при щільності породи γ (т/м³) і $D \geq D_k$:

$$M_2 = 0,125 g k_m \pi D_1 (D_1^2 - d^2) (tg \beta + \mu_2) H \gamma \psi / k_p, \quad (3.22)$$

де $k_T = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт тертя шнека об стінки свердловини.

Потужність двигуна обертача $N_{об}$ (кВт) станка шнекового буріння при кутовій швидкості обертання шнека $\omega_{об}$ (рад/с) і ККД механізму обертача η визначаємо з виразу:

$$N_{об} = (M_1 + M_2) \omega_{об} / \eta = 2\pi (M_1 + M_2) n_{об} / \eta. \quad (3.23)$$

Запитання для самоконтролю знань

1. Класифікація бурових машин.
2. Способи руйнування гірських порід буровими машинами.
3. Класифікація бурових машин за способом прикладання силового навантаження до бурового інструменту.
4. Призначення, будова, принцип роботи станків ударно-канатного буріння.
5. Призначення, будова, принцип роботи станків обертового буріння шарошечними долотами.
6. Призначення, будова, принцип роботи станків обертового буріння ріжучими долотами.
7. Призначення, будова, принцип роботи станків ударно-обертового буріння заглибними пневмоударниками.
8. Призначення, будова, принцип роботи станків віброобертового буріння.
9. Теорія робочого процесу бурових машин.

4. АЛГОРИТМИ ВИБОРУ ВИХІДНИХ ДАНИХ І ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТА СТВОРЕННІ МАШИН ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ

Методи розрахунку та проектування багатоярусних ЗРО розроблені на підставі проведених нами досліджень і ґрунтуються на вихідних даних про талі ґрунти, що рекомендують будівельні норми й правила. Мета розроблених алгоритмів – визначення параметрів і опору переміщенню землерийно-ярусних машин та підземнорухомих пристроїв у процесі їх проектування та створення.

4.1. Основні умовні позначення до пунктів 4.2...4.8

ω – природна вологість ґрунту (див. табл. додатка К);
 ω_n – число пластичності;
 ω_m – границя текучості ґрунту;
 ω_p – границя розкочування ґрунту;
 B'_k – показник консистенції;
 C_k – коефіцієнт компресії ґрунту ($C_k=0,07\dots0,09(\omega_m-10)$), МПа⁻¹;
 c – коефіцієнт зчеплення ґрунту, МПа (див. табл. додатка К);
 φ, φ_0 – кут відповідно зовнішнього і внутрішнього тертя ґрунту, град. (див. табл. додатка К);
 f – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту ($f = \operatorname{tg} \varphi$);
 γ_{ep} – питома сила тяжіння ґрунту в природному стані, МН/м³ (див. табл. додатка К);
 ρ_c – щільність зруйнованого ґрунту, т/м³;
 A_1 – коефіцієнт, який залежить від кута різання ножа, визначається за формулою (1.5) Соколовського В.В. для проміжних граней;
 h_c – середня глибина сколюваного ґрунту в ярусі, м;
 $q_0, q_{кр}, q_{сер}$ – відповідно мінімальний, максимальний і середній тиск ґрунту на лобову поверхню ножа по глибині, МПа;
 a_1, n_1, a_2, n_2 – коефіцієнти апроксимації критичної глибини різання (див. табл. 1.5);
 ψ, ψ_1, ψ_2 – кути поздовжнього зсуву ґрунту, град;
 $a_{\psi_1}, k_{\psi_1}, a_{\psi_2}, k_{\psi_2}$ – коефіцієнти інтерполяції для визначення кутів поздовжнього зсуву ґрунту (див. табл. додатка Н);
 H_{max} – максимальна глибина укладання ЛПО, м;
 h – поточне значення глибини, м;
 $h_{кр1,2}$ – критична глибина різання ($h_{кр} = h_c / k_{неп}$), м;
 $k_{неп}$ – відношення глибини гарантованого сколювання ґрунту до критичної глибини різання ($k_{неп} = 0,9\dots0,95$);
 h_p – глибина різання ($h_p \leq h_{кр}$), м;

d – діаметр ЛПО, що укладається, м;
 δ_3 – зазор між бічними стінками ножа та ЛПО, м;
 t_{cm} – товщина бічних стінок ножа, м;
 b, b_c – мінімальна ширина ґрунторозробного органа, яка дорівнює ширині матеріалопровідного тракту b , м;
 k_2 – питомий опір різанню в нижньому ярусі, МПа (див. табл. додатка П);
 η_1, m_1, η_2, m_2 – коефіцієнти апроксимації форми поздовжнього профілю різальних частин (див. табл. додатка Т);
 $Z_{яр}$ – кількість ґрунторозробних органів (ярусів) багатоярусного ЗРО;
 z, y – поточні координати;
 \dot{z} – похідна функції;
 κ – порядковий номер ґрунторозробного органа, рахуючи зверху вниз;
 h_z – висота нижнього ярусу, м;
 B_z – ширина різання в нижньому ярусі, м;
 B_κ – ширина різання в κ -му ярусі, м;
 B_0 – ширина руйнування ґрунту на денній поверхні, м;
 v, v_r – переносна і відносна швидкості ґрунту, м/с;
 α_p – кут різання ґрунторозробного органа, град;
 β_{mp} – кут нахилу матеріалопровідного тракту до горизонту, град;
 α_3 – задній кут ґрунторозробних органів, град;
 2β – кут загострення розрізаючого ножа, град;
 $2\beta_y$ – кут при вершині ґрунтового ядра ущільнення, град;
 γ_{zx} – кут нахилу різальної кромки лемеша до напрямку руху в горизонтальній площині (кут захвату), град;
 γ – кут розвалу щілини, град;
 h_{zt}, h_v – висота затуплення різальних кромek і вертикальне переміщення ЗРО, м;
 k_1 – коефіцієнт збільшення висоти ґрунтового пласта в процесі відокремлення його від масиву;
 $h_{яр}^*$ – оптимальне рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі, м;
 A_p, A_y, A_z – розрахункові коефіцієнти (див. табл. додатків А...И);
 $\varphi_{зч}, f_{оп}$ – коефіцієнти зчеплення рушія з опорною поверхнею та опору переміщенню рушія;
 μ – кут між дотичною до відносної траєкторії руху пласта та горизонтальною віссю в проекції на профільну площину, град;
 h_{mp} – висота транспортування ґрунту, м;
 T – сила стискання ґрунтового пласта, МН;
 P_c – горизонтальна складова опору ґрунту сколюванню, МН;
 P_{zt} – складова опору від затуплення різальних кромek, МН;
 P_d – опір від динамічного напору ґрунту, МН;

P_m – необхідне тягове зусилля, МН;
 P_6 – опір від тиску ґрунту на бічні стінки стояка, МН;
 P_Σ – сумарний опір переміщенню багатоярусного ЗРО, МН;
 K_y – коефіцієнт згідно з Вайнсоном А.А. ($K_y = 0,02 \dots 0,04$ МПа);
 $W_1, W_2, W_3, W_4, W_5, W_6, W_7$ – опори сколюванню ґрунту відповідно першим та другим ножами, переміщенню опор ножів, розрізанню зруйнованого ґрунту стояком другого ножа, тертя ґрунту по бокових стінках і переміщенню ходового обладнання, МН;

ℓ_6 – довжина бокових граней ножа з укладальником, м;
 i_m – похил місцевості;
 G_m – сила тяжіння машини, МН;
 $\rho_{вх} = \rho_c, \rho_{вих}$ – щільність зруйнованого ґрунту на вході і виході із деформуючої камери, т/м³;
 $\rho_{np}, \rho_{тв}$ – щільність ґрунту в природному стані та щільність мінеральних частинок ґрунту ($\rho_{тв} = 2,7$ т/м³), т/м³;
 K_1 – питомий опір багатоярусному різанню, МПа;
 K_2 – питомий опір деформуванню ґрунту у деформуючих камерах, МПа;
 a_{k2}, b_{k2} – коефіцієнти інтерполяції (табл. додатка С);
 P_{np} – зусилля проколу носовою частиною ґрунтопроколюючого пристрою, МН;
 $d_u = d_n$ – діаметр проколювання, м;
 D_p – діаметр зруйнованої зони ґрунту навколо ПРП, м;
 σ_1 – напруження на границі пружної і пластичної зон, МПа;
 q_u – контактний тиск ґрунту на задню фіксуючу камеру ПРП, МПа;
 q_z – залишковий тиск на циліндричній частині ($q_z = 0,016 \dots 0,035$ МПа);
 ℓ – мінімальна необхідна довжина фіксуючої камери ПРП, м.
 ℓ_u – довжина циліндричної частини ґрунтопроколюючого пристрою ($\ell_u \approx \ell$), м;

Умовні позначення з індексом «1» відносяться до верхнього ярусу, а з індексом «2» – для наступних нижніх ярусів.

4.2. Алгоритм вибору та визначення вихідних даних ґрунтів

Для вибору числових значень фізико-механічних показників ґрунтів, які впливають на трудність їх розробки, перш за все, необхідно визначити за стандартною методикою природну вологість ґрунту.

За тією ж методикою в лабораторних умовах або за природною вологістю ґрунту та кореляційним залежностям А.М. Зеленіна визначають число пластичності, границі текучості і розкочування, а також показник консистенції:

$$\omega_n = \omega - 8 ; \quad (4.1)$$

$$\omega_m = 14,8 + 1,2\omega_n ; \quad (4.2)$$

$$\omega_p = \omega_m - \omega_n ; \quad (4.3)$$

$$B'_k = \frac{\omega - \omega_p}{\omega_n} . \quad (4.4)$$

За числом пластичності визначають тип ґрунту, а за показником B'_k його

консистенцію.

Якщо показники консистенції відомі, то вибирають для кожного типу ґрунту із таблиць числові значення коефіцієнта зчеплення, кутів внутрішнього, зовнішнього тертя і питому силу тяжіння ґрунту. Для глинистих ґрунтів твердої, напівтвердої та тугопластичної консистенції значення цих показників наведені у таблиці додатка К.

Визначають коефіцієнт компресії і компресійний модуль деформації ґрунту:

$$C_k = 0,07 \dots 0,09 (\omega_m - 10), \text{ МПа}^{-1}; \quad (4.5)$$

$$E_{cp} = \frac{(1 + \omega) \rho_{мс}}{C_k \rho_{np}} . \quad (4.6)$$

Мінімальний і максимальний нормальний тиск ґрунту на лобову поверхню ґрунторозробного органа дорівнюють:

для режиму заглиблення

$$q_{min} = q_0 = c \cdot ctg \varphi_0 (A_1 - 1), \text{ МПа} \quad (4.7)$$

для сталого режиму різання

$$q_{min} = 0,55 q_{kp} \frac{h_p}{h_{kp}}, \text{ МПа} \quad (4.8)$$

$$q_{max} = q_{kp} = \left(\gamma_{cp} h_c + \frac{c}{tg \varphi_0} \right) tg^4 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_0}{2} \right), \text{ МПа}. \quad (4.9)$$

Тоді середнє значення тиску дорівнює:

$$q_{сер} = 0,5 (q_{min} + q_{max}), \text{ МПа}. \quad (4.10)$$

Залежно від типу ґрунту і його консистенції із табл. 1.5 вибирають значення коефіцієнтів апроксимації a_1, n_1, a_2, n_2 . Для інших типів ґрунтів, які не наведені в таблиці, коефіцієнти апроксимації вираховують за розробленим алгоритмом.

Із таблиць додатків Л, М, Н необхідно вибрати коефіцієнти регресії r_1, r_2, r_3 та інтерполяції a_ψ, k_ψ, k_l для сталого режиму різання та визначити довжину лемеша, сумарний опір різанню [5; 9].

На завершення, вибираємо кут при вершині ґрунтового ядра ущільнення в межах $2\beta = 45^\circ \dots 55^\circ$.

4.3. Алгоритм визначення основних параметрів двоярусних безтраншейних укладачів з прямолінійними профілями різальних частин

До основних параметрів двоярусних ножів належать: їхня ширина, кути і глибина різання, питомий опір різанню наступним (нижнім) ножом, зміщення ножів по горизонталі (див. рис. 1.7).

Алгоритм визначення параметрів наступний:

1. Визначаємо ширину ножів

$$b = d + 2 \cdot t_{cm} + 2 \cdot \delta_3, \text{ м.} \quad (4.11)$$

2. Кут різання нижнього ножа α_{p_2} визначаємо із умови різання з відділенням стружки ґрунту на максимальну проектну глибину укладання підземного об'єкта, тобто відношення H_{max}/b (див. рис. 1.10).

Для двоножових систем відношення H_{max}/b не повинно перевищувати: для твердого супіску – 8,8...10,0; для напівтвердого суглинку – 6,8...7,2; для напівтвердої глини – 6,0...6,4. Якщо умова не виконується при кутах різання $\alpha_{p_2} = 20...60^\circ$, необхідно збільшити ширину ножа.

3. Вибираємо із табл. додатка П числові значення питомого опору різанню k_2 залежно від кута різання α_{p_2} при розробці ґрунту на критичну глибину. Для ґрунтів, які відсутні в таблиці, вираховуємо k_2 :

$$k_2 = \left[(1 - f_{on}) + (f + f_{on}) \operatorname{ctg} \alpha_{p_2} \right] q_{cep} + \left(\frac{H_{max}}{b} \right) \frac{K_y}{k_{nep}}, \text{ МПа.} \quad (4.12)$$

4. Визначаємо середній тиск ґрунту на лобову поверхню ножа за залежностями:

$$q_{cep} = \frac{q_0 + q_{kp}}{2}, \text{ МПа} \quad (4.13)$$

$$q_0 = c(A_1 - 1) \operatorname{ctg} \varphi_0, \text{ МПа} \quad (4.14)$$

$$q_{kp} = \left(\gamma_{zp} h_{kp} + \frac{c}{\operatorname{tg} \varphi_0} \right) \operatorname{tg}^4 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_0}{2} \right), \text{ МПа} \quad (4.15)$$

$$A_1 = \frac{\cos \varphi \left(\cos \varphi + \sqrt{\sin^2 \varphi_0 - \sin^2 \varphi} \right) \left(\sin \varphi_0 \cos \varphi_\alpha \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_0 \sin^2 \varphi} \right)^2}{\cos^2 \varphi_0 (1 - \sin \varphi_0)}, \quad (4.16)$$

$$\text{де } \varphi_\alpha = \pi - \alpha_p - \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{2} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\sin \varphi_0}.$$

5. Оптимальний кут різання верхнього ножа визначаємо із рис. 1.9 або із залежності

$$\alpha_{p_1}^{onm} = \arctg \left[\frac{1 + n_1}{n_1} \cdot \frac{f + f_{on}}{\frac{k_2}{q_{cep}} - (1 - f \cdot f_{on})} \right], \text{ град.} \quad (4.17)$$

6. Критична глибина різання відповідно для верхнього (попереднього) h_{kp_1} та нижнього (наступного) h_{kp_2} ножів дорівнює:



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$h_{kp_{1,2}} = \frac{a_{1,2}}{(tg \alpha_{p_{1,2}})^{n_{1,2}} \cdot k_{nep}} \cdot b, \text{ м.} \quad (4.18)$$

7. Зміщення ножів по горизонталі вираховують із умови вільного сколювання ґрунту та переміщення його наверх.

$$L \geq h_{kp_2} \cdot (ctg \alpha_{p_2} + ctg \psi_2), \text{ м} \quad (4.19)$$

$$\psi_2 = a_{\psi_2} + k_{\psi_2} \cdot \alpha_{p_2}, \text{ рад.} \quad (4.20)$$

8. Загальний опір переміщенню двоярусного безтраншейного укладача складається:

$$W_{\Sigma} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7, \text{ МН;} \quad (4.21)$$

$$W_1 = q_{cep} \cdot (1 + f \cdot ctg \alpha_{p_1}) \cdot b \cdot h_{kp_1}; \quad (4.22)$$

$$W_2 = q_{cep} \cdot (1 + f \cdot ctg \alpha_{p_2}) \cdot b \cdot h_{kp_2}; \quad (4.23)$$

$$W_3 = q_{cep} \cdot (ctg \alpha_{p_1} - f) \cdot f_{on} \cdot b \cdot h_{kp_1}; \quad (4.24)$$

$$W_4 = q_{cep} \cdot (ctg \alpha_{p_2} - f) \cdot f_{on} \cdot b \cdot h_{kp_2}; \quad (4.25)$$

$$W_5 = K_y \cdot (h_{kp_1} + h_{kp_2})^2; \quad (4.26)$$

$$W_6 = f \cdot \gamma_{ep} \cdot l_{\bar{o}} \cdot h_{kp}^1 \cdot tg^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right); \quad (4.27)$$

$$W_7 = G_m \cdot (f_{on} \pm i_m). \quad (4.28)$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

4.4. Алгоритм побудови оптимальних поздовжніх профілів різальних частин і визначення опору переміщенню двоярусних ЗРО

Алгоритм побудови полягає у наступному (див. рис. 1.12 і 4.1):

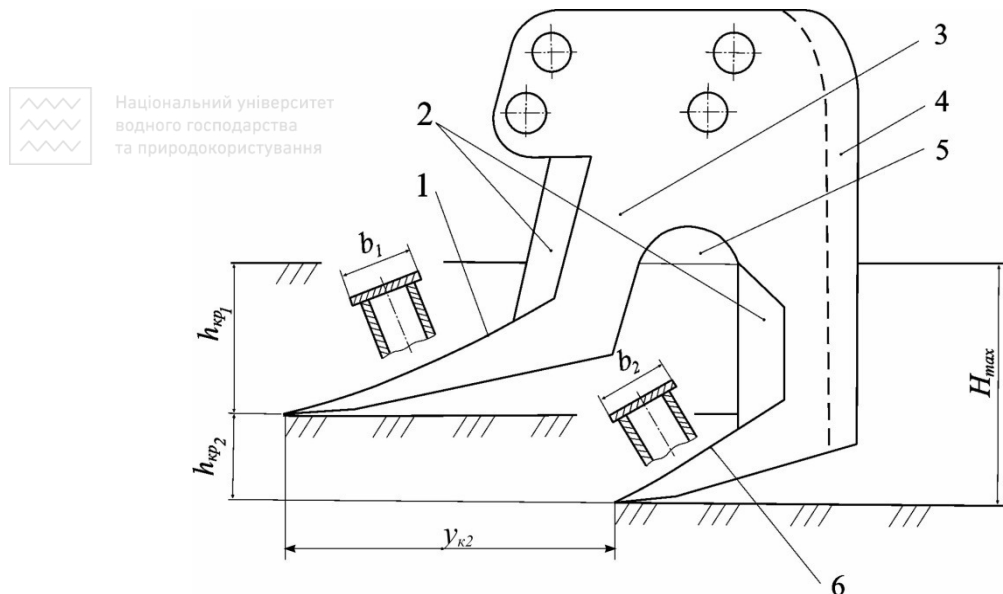


Рис. 4.1. Принципова схема двоярусного землерийного робочого органа з криволінійними різальними частинами:

- 1 – передня різальна частина; 2 – вертикальні клиновидні розтиначі; 3 – стояк;
4 – трубонапрямний тракт; 5 – прохідне вікно; 6 – задня різальна частина

1. Залежно від діаметра ЛПО, що укладається, та умов міцності несучого стояка вибирають ширину різальних частин:

$$b_1 \geq b_2 = d + 2\delta_3 + 2t_{cm}, \text{ м.} \quad (4.29)$$

2. Визначають критичну глибину різання для верхнього і наступного ярусів:

$$h_{кр1,2} = \frac{a_{1,2}}{(tg \alpha_{p1,2})^{n_{1,2}} k_{неp}} \cdot b_{1,2}, \text{ м.} \quad (4.30)$$

Кути різання вибирають: для верхнього ярусу $\alpha_p = 25...50^\circ$; для нижнього – $\alpha_p = 20...30^\circ$. Значення апроксимуючих коефіцієнтів критичної глибини різання $a_{1,2}$ і $n_{1,2}$ вибирають із табл. 1.5.

3. Мінімальна кількість ґрунторозробних органів (ярусів) у землерийних робочих органах (ЗРО) визначають залежністю:

$$Z_{яp} \geq \frac{H_{max} - h_{кр1}}{h_{кр2}} + 1. \quad (4.31)$$

Число значення $Z_{яp}$ округляють до цілого числа в більшу сторону. Якщо кількість ярусів ($Z_{яp}$) за розрахунками для вихідних даних виходить більше двох, то необхідно змінити кути різання або ширини різальних частин.

4. Для довільно вибраної глибини різання в нижньому ярусі h_{p2} (наприклад, $h_{p2} = 0,5$ Н), визначають питомий опір різанню k_2 у нижньому ярусі:

$$k_2 = \frac{1}{h_{p2}} \int_0^{h_{p2}} \left[q_o (f + f_{on}) \left(\frac{\eta_2}{b_2} \right)^{\frac{1}{m_2}} (h_{p2} - z)^{\frac{1}{m_2}} + q_o (1 - f f_{on}) + \right. \\ \left. + (f + f_{on}) \frac{q_{кр} - q_o}{a_2 b_2} k_{неp} \left(\frac{\eta_2}{b_2} \right)^{\frac{1-n_2}{m_2}} (h_{p2} - z)^{\frac{m_2+1-n_2}{m_2}} + \right. \\ \left. + (1 - f f_{on}) \frac{q_{кр} - q_o}{a_2 b_2} k_{неp} \left(\frac{b_2}{\eta_2} \right)^{\frac{n_2}{m_2}} (h_{p2} - z)^{\frac{m_2-n_2}{m_2}} \right] dz, \text{ МПа} \quad (4.32)$$

або за залежністю (4.12). Коефіцієнти апроксимації η_1, m_1, η_2, m_2 вибирають із табл. додатка Р. Для інших типів ґрунтів, які не наведені у табл. додатка Р, коефіцієнти апроксимації визначають аналогічно коефіцієнтам a_1, n_1, a_2, n_2 .

Інтегрування виразу (4.32) проводимо методом підстановки:

$$\int_c^b (a-x)^n dx = \frac{(a-b)^{n+1}}{n+1} + \frac{(a-c)^{n+1}}{n+1}. \quad (4.33)$$

5. Для різальної частини в верхньому ярусі визначають оптимальне значення \dot{z}_k із рівняння:

$$\frac{(f + f_{on} - \varphi_{зч}) n_1 + (1 + n_1) [1 + (\varphi_{зч} - f_{on}) f] \dot{z}_k}{\dot{z}_k^{m_1 - (n_1 - 1)}} = \\ = \frac{\eta_1 a_1}{(q_{кр} - q_o) k_{неp}} [k_2 - q_o (1 + (\varphi_{зч} - f_{on}) f)] \quad (4.34)$$

Рівняння (4.34) найпростіше вирішити графічним способом. Для цього його необхідно привести до наступного вигляду:

$$A + B \dot{z}_k = D \dot{z}_k^{m_1 - (n_1 - 1)}, \quad (4.35)$$

де $A = (f + f_{on} - \varphi_{зч}) n_1$; $B = (1 + n_1) [1 + (\varphi_{зч} - f_{on}) f]$;

$$D = \frac{\eta_1 a_1}{(q_{кр} - q_0) k_{неп}} \left[k_2 - q_0 (1 + (\varphi_{зч} - f_{он}) f) \right] \quad (4.36)$$

Після чого побудувати в масштабі графічні залежності лівої F_1 і правої F_2 частин рівняння (4.35). Точка перетину кривих визначає оптимальне значення похідної в точці $K(\dot{z}_{конт})$ (рис. 4.2).

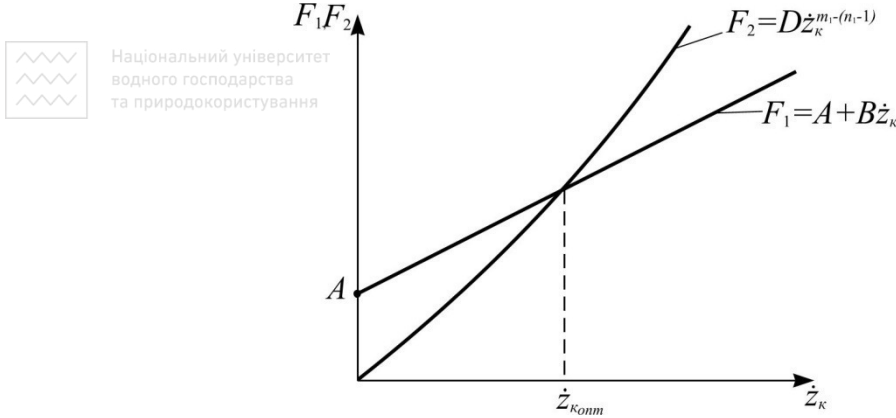


Рис. 4.2. Графічний спосіб вирішення рівняння (4.35)

6. Знаходять значення критичної глибини різання для верхньої різальної частини:

$$h_{кр1} = \frac{a_1 b_1}{\dot{z}_конт^{n_1} k_{неп}}, \text{ м.} \quad (4.37)$$

7. Вираховують глибину різання для нижньої різальної частини:

$$z_конт = H - h_{кр1}, \text{ м.} \quad (4.38)$$

8. Проводять побудову профілю нижньої різальної частини за залежністю:

$$y_2 = \frac{m_2}{m_2 + 1} \left(\frac{\eta_2}{b_2} \right)^{\frac{1}{m_2}} \left[\frac{m_2 + 1}{z_конт^{m_2}} - (z_конт - z)^{\frac{m_2 + 1}{m_2}} \right] + y_{конт}, \text{ м.} \quad (4.39)$$

9. Визначають зміщення по горизонталі нижньої різальної частини відносно верхньої:

$$y_{конт} = (H - h_{кр1}) (ctg \alpha_{p_2} + ctg \psi_2), \text{ м.} \quad (4.40)$$

10. Визначають критичну глибину різання для нижньої різальної частини:

$$h_{кр2} = \frac{a_2 b_2}{(tg \alpha_{p_2})^{n_2} k_{неп}}, \text{ м.} \quad (4.41)$$

Кут різання α_{p_2} визначають із графіка поздовжнього профілю.

11. Перевіряють умову $z_{\kappa} \leq h_{\kappa p_2}$.

12. Аналогічно проводять побудову профілю верхньої різальної частини, використовуючи залежність:

$$y_1 = \frac{m_1}{m_1 + 1} \left(\frac{\eta_1}{b_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} \left[(H - z_{\kappa})^{\frac{m_1 + 1}{m_1}} - (H - z)^{\frac{m_1 + 1}{m_1}} \right]. \quad (4.42)$$

13. Максимальний загальний опір різанню для режиму заглиблення дорівнює:

$$\begin{aligned} P = & q_o (1 - f f_{on}) b_1 (H - z_{\kappa}) + \frac{m_1 q_o (f + f_{on})}{m_1 + 1} \left(\frac{\eta_1}{b_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} b_1 (H - z_{\kappa})^{\frac{m_1 + 1}{m_1}} + \\ & + \frac{m_1 (f + f_{on}) (q_{\kappa p} - q_o)}{(2 m_1 + 1 - n_1) a_1} k_{nep} \left(\frac{\eta_1}{b_1} \right)^{\frac{1 - n_1}{m_1}} (H - z_{\kappa})^{\frac{2 m_1 + 1 - n_1}{m_1}} + \\ & + \frac{m_1 (1 - f f_{on}) (q_{\kappa p} - q_o)}{2 (m_1 - n_1) a_1} k_{nep} \left(\frac{b_1}{\eta_1} \right)^{\frac{n_1}{m_1}} (H - z_{\kappa})^{\frac{2 m_1 - n_1}{m_1}} + k_2 b_2 z_{\kappa}, MH. \end{aligned} \quad (4.43)$$

4.5. Алгоритми визначення параметрів багатоярусних безвідвальних ЗРО, що працюють за принципом рівності об'ємних витрат ґрунту

4.5.1. Алгоритм визначення параметрів триярусного ЗРО наступний (рис. 4.3):

1. Визначають ширину B_3 найнижчого ґрунторозробного органа:

$$B_3 = d + 2 \delta_3 + 2 t_{cm}, \text{ м.} \quad (4.44)$$

2. Кут різання ґрунторозробних органів вибирають в межах $20^\circ \dots 40^\circ$.

3. Визначають критичну глибину різання для найнижчого ярусу:

$$h_3 = h_{\kappa p_3} = \frac{a_2 B_3}{(tg \alpha_{p_2})^{n_2} k_{nep}}, \text{ м.} \quad (4.45)$$

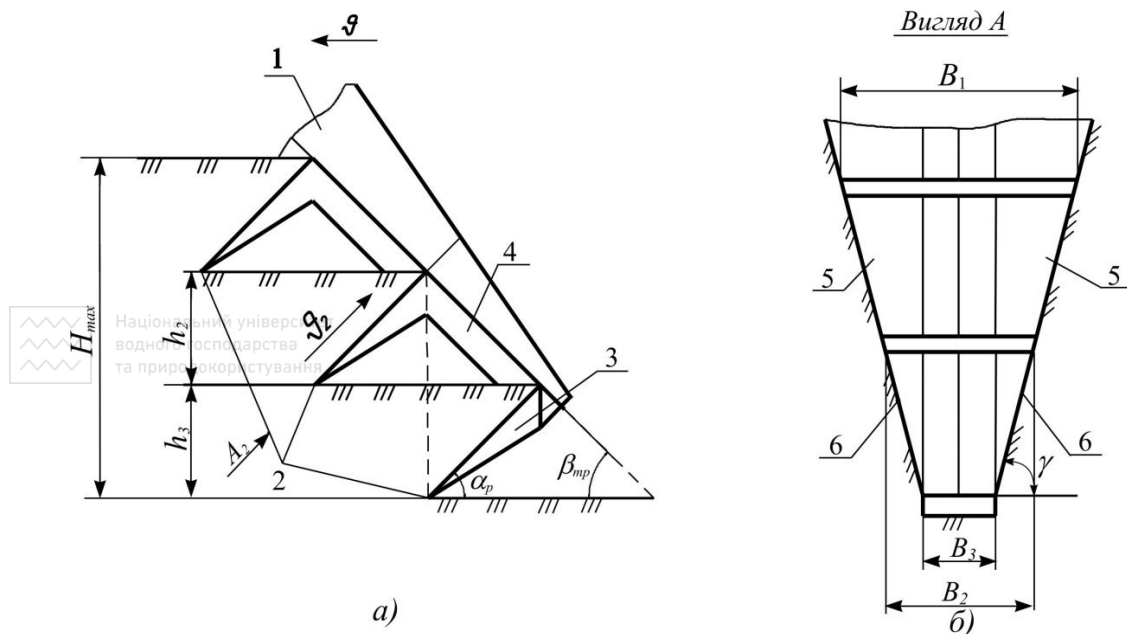


Рис. 4.3. Принципова схема триярусного ЗРО:

а) – у профільній площині; б) – у фронтальній площині;

1 – рама-трубоукладач; 2 – різальні кромки; 3 – ґрунторозробні органи;
4 – клиновидний ґрунторозтинач; 5 – ґрунтопрохідні вікна; 6 – бічні стінки щілини

4. Вибирають рівномірне рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі ($\beta_{mp} = \alpha_p$).

5. Визначають число ярусів для рівномірного рознесення ґрунторозробних органів:

$$z_{яp} = \frac{H_{max}}{h_3} \quad (4.46)$$

6. Визначають ширину ґрунторозробних органів (B_1, B_2) з урахуванням принципів створення ЗРО:

- незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних;

- рівності об'ємних витрат ґрунту в суміжних ярусах.

$$\begin{cases} \frac{B_3 + B_2}{2} \leq \left[(B_1 + h_1 \operatorname{ctg} \gamma - B_3) \frac{\sin \psi_2}{\sin(\alpha_p + \psi_2) \sin \beta_{mp}} - B_3 \right] \times \frac{\sin \psi_2}{\sin(\alpha_p + \psi_2) \sin \beta_{mp}} \\ \frac{B_2 + B_1}{2} \leq (B_1 + h_1 \operatorname{ctg} \gamma - B_3) \frac{\sin \psi_2}{\sin(\alpha_p + \psi_2) \sin \beta_{mp}}; \quad \psi_2 = a_{\psi_2} + k_{\psi_2} \alpha_p, \end{cases} \quad (4.47)$$

де γ – кут розвалу щілини, град., ($\gamma = 80^\circ \dots 82^\circ$).

7. Висота верхнього ярусу для триярусного ЗРО становить:

$$h_1 = H_{max} - 2h_3. \quad (4.48)$$

8. Розраховують максимальний опір ґрунту руйнуванню в момент заглиблення:

$$P_c = P_1 + P_2 + P_3, \text{ МН}, \quad (4.49)$$

де P_1, P_2, P_3 – горизонтальні складові повного опору ґрунту сколюванню відповідно в першому, другому, третьому ярусах:

$$P_3 = 0,5(q_o + q_{kp})B_3 h_{kp3} (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_p), \text{ МН}, \quad (4.50)$$

$$P_2 = q_{cp2} B_2 h_{kp3} (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_p), \text{ МН}, \quad (4.51)$$

де

$$q_{cp2} = q_o + 0,5(q_{kp} - q_o) \frac{B_3}{B_2}, \text{ МПа}, \quad (4.52)$$

$$P_1 = q_{cp1} B_1 h_1 (1 + f \operatorname{ctg} \alpha_p), \text{ МН}, \quad (4.53)$$

де

$$q_{cp1} = q_o + 0,5(q_{kp} - q_o) \frac{h_1}{h_{kp1}}, \text{ МПа}, \quad (4.54)$$

де h_{kp1} – критична глибина різання у верхньому ярусі (4.37).

4.5.2. Алгоритм визначення параметрів чотириярусного ЗРО (рис. 4.4)

1. Визначають ширину $B_4, (B_z)$ найнижчого ґрунторозробного органа за формулою (4.44).

2. Кут різання ґрунторозробних органів приймають у межах $\alpha_p = 20^\circ \dots 40^\circ$.

3. Визначають критичну глибину різання для нижнього четвертого ярусу:

$$h_z = h_{kp2} = h_4 = \frac{a_2 B_4}{(\operatorname{tg} \alpha_p)^{n_2} k_{nep}}, \text{ м}. \quad (4.55)$$

4. Для рівномірного рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі ($\beta_{mp} = \alpha_p$) визначають число ярусів:

$$z_{яp} = \frac{H_{max}}{h_4}. \quad (4.56)$$

5. Визначають ширину ґрунторозробних органів (B_1, B_2, B_3) із системи:

$$\begin{cases}
 \frac{B_4 + B_3}{2} \leq \left[\left(\frac{B_1 + B_{max}}{2} - B_4 \right) \frac{\sin \psi_2}{\sin \beta_{mp} \sin(\alpha_p + \psi_2)} - B_4 \right] \times \frac{\sin \psi_2}{\sin \beta_{mp} \sin(\alpha_p + \psi_2)}; \\
 \frac{B_3 + B_2}{2} \leq \left[\left(\frac{B_1 + B_{max}}{2} - B_4 \right) \frac{\sin \psi_2}{\sin \beta_{mp} \sin(\alpha_p + \psi_2)} - B_4 \right] \frac{\sin \psi_2}{\sin \beta_{mp} \sin(\alpha_p + \psi_2)}; \\
 \frac{B_2 + B_1}{2} \leq \left(\frac{B_1 + B_{max}}{2} - B_4 \right) \frac{\sin \psi_2}{\sin \beta_{mp} \sin(\alpha_p + \psi_2)}.
 \end{cases} \quad (4.57)$$

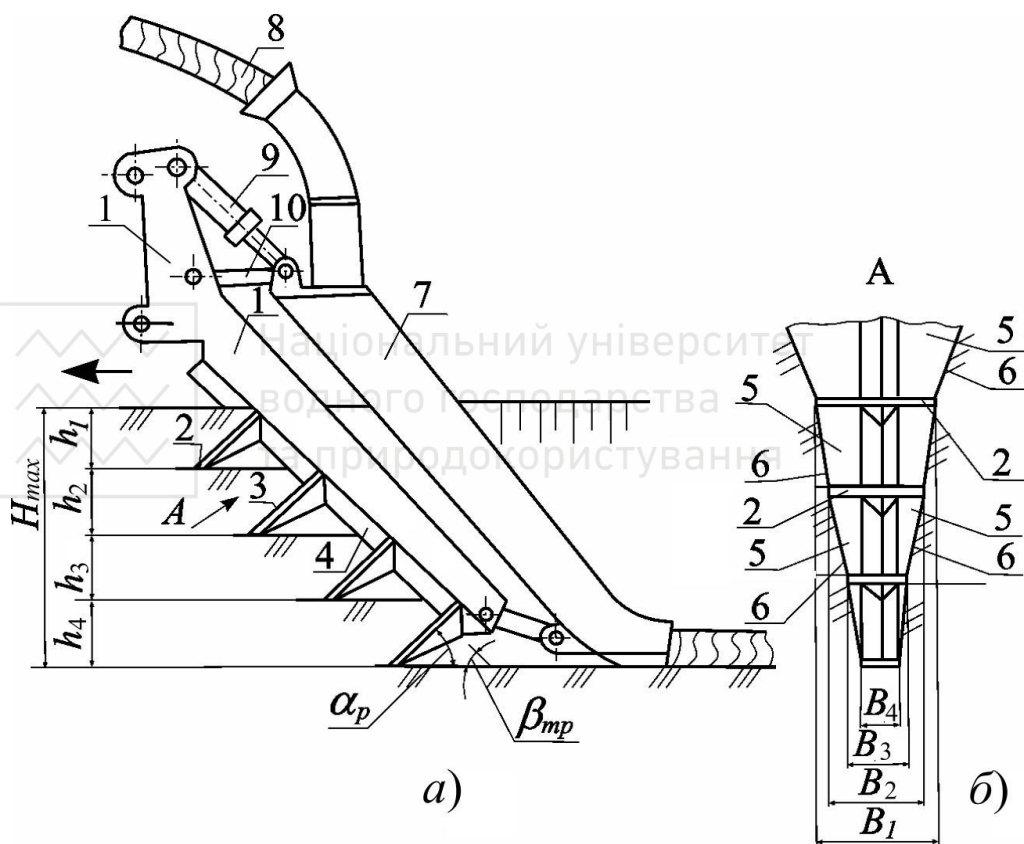


Рис. 4.4. Принципова схема чотириярусного безвідвального ЗРО:

а) у профільній площині; б) у фронтальній площині:

- 1 – несуча рама; 2 – різальні кромки; 3 – ґрунтонаправляючі;
 4 – клиновидний розтинач; 5 – прохідні вікна; 6 – бічні стінки щілини;
 7 – укладач; 8 – ЛПО; 9 – гідроциліндр; 10 – тяга

$$B_{max} = B_1 + 2h_{kp2}ctg\gamma, \quad (4.58)$$

або для $\alpha_p = 20^\circ \dots 40^\circ$:

$$B_k = A_k \alpha_p + D_k, \text{ м}, \quad (4.59)$$

де α_p в рад., а A_k і D_k вибирають із табл. 1.3

6. Визначають максимальний опір ґрунту руйнуванню в момент заглиблення

$$P_c = P_1 + \sum_{k=2}^3 P_k + P_4, \text{ МН}; \quad (4.60)$$

$$P_4 = 0,5(q_o + q_{kp})B_4 h_{kp2} (1 + f ctg \alpha_p), \text{ МН}; \quad (4.61)$$

$$\sum_{k=2}^3 P_k = h_{kp2} (1 + f ctg \alpha_p) \sum_{k=2}^3 q_{cpk} B_k, \text{ МН}; \quad (4.62)$$

$$q_{cpk} = q_o + 0,5(q_{kp} - q_o) \frac{B_z}{B_k}, \text{ МПа}. \quad (4.63)$$

Величина опору P_1 визначають за залежністю (4.53), в якій $h_1 = H_{max} - 3h_4$.

4.6. Алгоритм визначення оптимальних параметрів багатоярусних безвідвальних ЗРО, що працюють за принципом рівності масових витрат ґрунту

Суть алгоритму полягає в наступних розрахункових кроках:

1. Залежно від діаметра підземних комунікацій d та умов міцності несучого стояка визначають за залежністю (4.11) ширину нижнього ґрунторозробного органа B_z багатоярусного ЗРО.

2. Вибирають кути різання ґрунторозробних органів і нахил несучої рами до горизонту в межах $\alpha_p = \beta_{mp} = 20 \dots 30^\circ$.

3. Визначають кут зсуву ґрунту в поздовжній профільній площині за залежністю (4.20).

4. Визначають безрозмірний параметр:

$$\theta = \frac{\rho_{6x} \sin \psi}{\rho_{np} \sin \beta_{mp} \sin(\alpha_p + \psi)}. \quad (4.64)$$

5. Із рівняння (1.108) визначають оптимальну висоту ярусів $h_{яp}^*$.

6. Визначають кількість і ширини ярусів:

$$z \geq \frac{H}{h_{яp}^*}; \quad B_k = \left[1 + \frac{2(z - \kappa)}{3\theta - 1} \right] \cdot B_z. \quad (4.65)$$

Кількість ярусів z необхідно заокруглити у більшу сторону до цілого числа.

7. Вибирають відносно тонкий клиновидний деформатор-грунторозсікач із кутом загострення $2\beta \leq 36^\circ$.

8. Визначають нахил бокових стінок щілини до горизонту:

$$\gamma = \text{arcctg} \frac{B_{z-1} - B_z}{2h^*}, \text{ град.} \quad (4.66)$$

9. Визначають ширину руйнування ґрунту на денній поверхні:

$$B_0 = B_z + 2H \text{ctg} \gamma, \text{ м.} \quad (4.67)$$

10. Вираховують питомий опір багатоярусному різанню:

$$K_1 = \left\{ (1 + f \text{ctg} \alpha_p) \left[q_0 h_{яp}^* + \frac{q_{kp} - q_0}{2a_1 B_1} (tg \alpha_p)^{n_1} k_{неp} \frac{h_{яp}^{*2}}{2} \right] B_1 + (1 + f \text{ctg} \alpha_p) \times \right. \\ \left. \times \left[q_0 h_{яp}^* + \frac{q_{kp} - q_0}{2a_2 B_k} (tg \alpha_p)^{n_2} k_{неp} \frac{h_{яp}^{*2}}{2} \right] \sum_{k=2}^{z_{яp}} B_k + \delta_{3m} q_{kp} \sum_{k=1}^z B_k \right\} / \frac{B_z + B_0}{2} H, \text{ МПа} \quad (4.68)$$

11. Визначають питомий опір деформуванню ґрунту в деформуючих камерах за залежністю (див. табл. додатка С):

$$K_2 = a_{k_2} + b_{k_2} \frac{\rho_{вих}}{\rho_{np}}, \text{ МПа.} \quad (4.69)$$

12. Вираховують сумарний тяговий опір багатоярусного ЗРО за залежністю (1.98):

$$P_{\Sigma} = K_1 \frac{B_z + B_0}{2} H + K_2 \frac{B_z + B_1}{2} (H - h_{яp}^*), \text{ МН} \quad (4.70)$$

або, якщо $\frac{\rho_r}{\rho} = 0,75$ і $\beta_{mp} = 30^\circ$:

$$P_{\Sigma} = K_1 \left(1 + \frac{z_{яp}}{4,5 \frac{\rho_{вих}}{\rho_{np}} - 1} \right) B_z H + K_2 \left(1 + \frac{z_{яp} - 1}{4,5 \frac{\rho_{вих}}{\rho_{np}} - 1} \right) B_z (H - h_{яp}^*), \text{ МН.} \quad (4.71)$$

13. За сумарним тяговим опором підбирають тягач.

4.7. Алгоритм визначення оптимальних параметрів багатоярусних відвальних ЗРО

Алгоритм розрахунку наступний (рис. 4.5).

1. Визначають за формулою (4.44) ширину трубопровідного тракту b .
2. Вибирають кути різання ($\alpha_p = 30^\circ \dots 35^\circ$), задній кут ґрунторозробних органів ($\alpha_z = 15^\circ \dots 20^\circ$), а також кут нахилу робочого органу до горизонту ($\beta_{mp} = 24^\circ \dots 26^\circ$).

3. Вираховують кут захвату ґрунторозробних органів за залежністю:

$$\gamma_{zx} = 80^\circ - 0,5(\alpha_z - 10^\circ). \quad (4.72)$$

4. Вибирають з таблиць додатка А...І для найбільш важких умов експлуатації безтраншейних укладачів ($\varphi_{зи} = 0,6$) числові значення коефіцієнтів A_p, A_z, A_y .

5. Для заданих значень висоти ділянки затуплення h_{zm} різальних кромek і вертикального переміщення робочого органу в процесі витримування похилу дренажного ложа визначають висоту ярусів:

$$h_{yp}^* = \sqrt{\frac{(A_y h_{zm} - A_z h_v) q_{kp} b}{A_p k_1 \left[q_o + \frac{(q_{kp} - q_o)(tg \alpha_p)^{n_2} k_{nep}}{2 a_2} \right] k_1}}, \text{ м.} \quad (4.73)$$

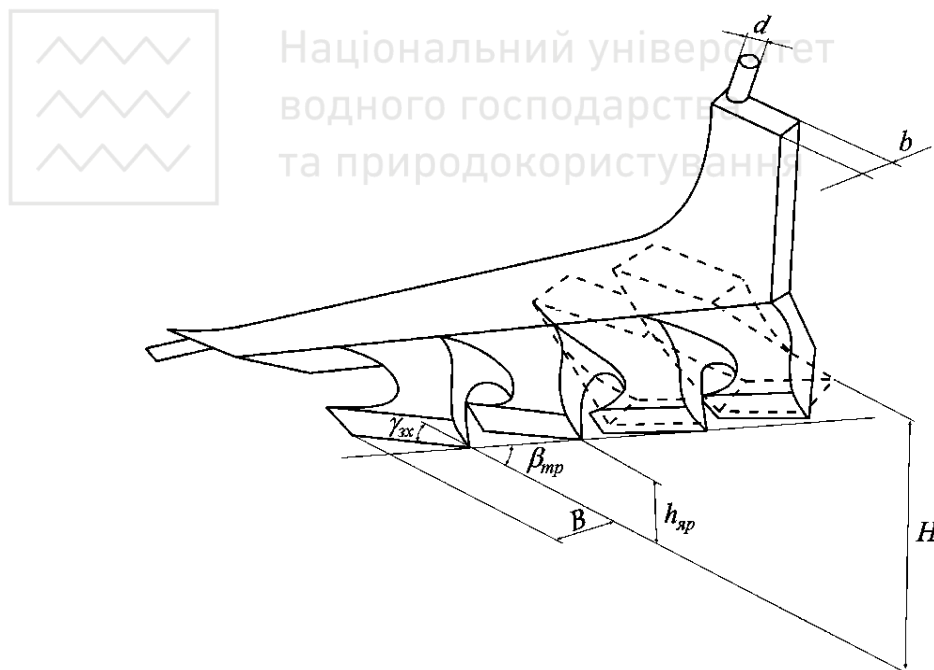


Рис. 4.5. Схема багатоярусного робочого органа відвального типу і його основні параметри

Згідно з агротехнічними вимогами $h_{яp}^* > 0,2$ м. В іншому випадку слід зменшити кут захвату лемешів з одночасним збільшенням їх задніх кутів до 20° . При цьому величину кута γ_{zx} вибирають такою, щоб вона суттєво не вплинула на зміну тягового опору.

6. Ширина захвату землерийного робочого органа дорівнює:

$$B = h_{яp}^* k_1 + b, \text{ м.} \quad (4.74)$$

7. Визначають кількість ґрунторозробних органів (ярусів) багатоярусного плуга:

$$Z_{яp} = \frac{H_{max}}{h_{яp}^*}, \text{ м.} \quad (4.75)$$

8. Вибирають кути μ_o і μ_k направляючої кривої і висоту транспортування ґрунту:

$$\mu_o = 35 \dots 50^\circ; \quad \mu_k = 60 \dots 65^\circ; \quad h_{mp} \approx B.$$

9. Будують у профільній площині направляючу криву згідно з рівнянням (рис. 4.6)

$$Z = \frac{tg^2 \mu_k - tg^2 \mu_o}{4 h_{mp}} y^2 + tg^2 \mu_o \cdot y. \quad (4.76)$$

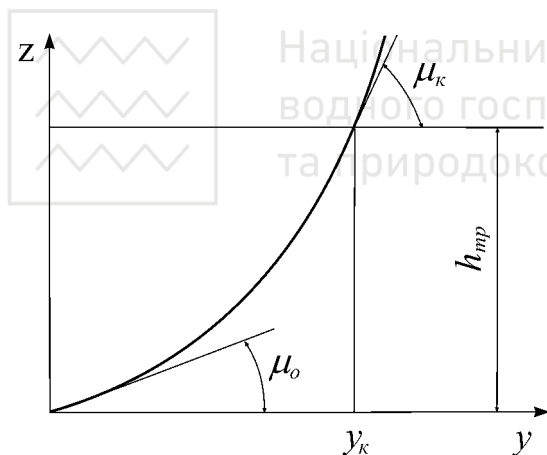


Рис. 4.6. Профільна проекція направляючої твірної

10. За профільною проекцією направляючої твірної методом сферичного відображення відвальної поверхні будують лобовий контур відвалів і проекції контуру поверхні на координатні площини.

11. Вибирають вертикальну конструкцію розрізаючих ножів з кутом загострення $2\beta = 45^\circ \dots 55^\circ$.

12. Визначають сумарний опір переміщенню багатоярусного плуга:

$$P_{\Sigma} = A_p H(h_{яp}^* k_1 + b) \left[q_o + \frac{(q_{kp} - q_o) h_{яp}^* k_{неp} (tg \alpha_p)^{n_2}}{2 a_2 (h_{яp}^* k_1 + b)} \right] +$$

$$+ (A_{я} h_{зм} - A_3 h_v) \frac{H_{max}}{h_{яp}^*} (h_{яp}^* k_1 + b) q_{kp} + t_n H (1 + tg \varphi ctg \beta) q_{cp} + \quad (4.77)$$

$$+ \frac{\gamma_{cp} (h_{яp}^* k_1 + b) h_{mp}}{1 - f f_o} \left[f \frac{g_r^2}{g h_{mp}} (\mu_k - \mu_o) + 1 + \frac{2 f}{tg \mu_o + tg \mu_k} \right] \cos \mu_o, MH,$$

$$g_r = \frac{g \sin \psi}{\sin(\alpha_p + \psi)}. \quad (4.78)$$

4.8. Алгоритм визначення основних параметрів грунтопроколюючих пристроїв

До основних параметрів грунтопроколюючих пристроїв належать кут загострення носової частини (2β), лобовий опір (W_n), опір циліндричної частини пристрою (W_u); її довжина (l_u), розміри руйнуючої зони (D_p) та її щільність (ρ_{cm}). Алгоритм їх визначення наступний (див. рис. 2.13):

1. Визначають оптимальний кут загострення:

$$2\beta = 2 \cdot \text{arccctg} \left(\frac{2}{3} \cdot f + A + D \right), \quad (4.79)$$

$$\text{де } \left. \begin{matrix} A+ \\ D- \end{matrix} \right\} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot f^4 + 45 \cdot f^2 + 27}{54 \cdot f} \pm \sqrt{\left(\frac{16 \cdot f^4 + 45 \cdot f^2 + 27}{54 \cdot f} \right)^2 - \left(\frac{3 + 4 \cdot f^2}{9} \right)^3}}. \quad (4.80)$$

2. Визначають лобовий опір носової частини грунтопроколюючого пристрою:

$$P_{np} = W_n = \frac{\pi E_{cp} d_n^2}{8} (1 + f ctg \beta), \text{ МН}. \quad (4.81)$$

3. Знаходять напруження на границі пружної і пластичної зон:

$$\sigma_1 = \frac{B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \text{ МПа}, \quad (4.82)$$

$$\text{де } \begin{cases} A = \sin \varphi \cdot (3 - \sin \varphi) \\ B = 3 \cdot c \cdot \cos \varphi - 2,5 \cdot c \cdot \sin 2\varphi + \gamma \cdot h \cdot (1 + \sin \varphi) \\ C = [\gamma \cdot h (1 + \sin \varphi) + 4 \cdot c \cdot \cos \varphi] \cdot c \cdot \cos \varphi. \end{cases}$$

4. Вираховують відношення розміру пластичної (зруйнованої) зони D_p до діаметра проколу d_n :

$$\lambda = \frac{D_p}{d_n} = \frac{\left(\gamma_{zp} \cdot h + \frac{c}{\operatorname{tg} \varphi_0} \right) \cdot \operatorname{tg}^4 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_0}{2} \right)}{\sigma_1}. \quad (4.83)$$

5. Визначають контактний тиск ґрунту на циліндричну частину пристрою:

$$q_u = \frac{D_p}{d_n} \sigma_1, \text{ МПа}. \quad (4.84)$$

6. Знаходять мінімальну необхідну довжину контакту задньої фіксуючої камери ПРП з ґрунтом:

$$l \geq \frac{P_{np}}{\pi d_n q_u \operatorname{tg} \varphi}, \text{ м}. \quad (4.85)$$

7. Вираховують опір переміщенню циліндричної частини пристрою:

$$P_u = W_u = 0,1 \pi \lambda f d_n \sigma_1 + \pi f d_n (\ell_u - 0,2) q_u, \text{ МН}. \quad (4.86)$$

8. Необхідне натискне зусилля домкратів дорівнює:

$$P = P_{np} + P_u. \quad (4.87)$$

9. Середню щільність ґрунту в бічній стінці ґрунтової порожнини товщиною $(D_p - d_n)/2$ визначають наступним чином:

$$\rho_{сер} = \frac{\rho_{np}}{1 - \frac{1}{\lambda^2}}, \text{ т/м}^3. \quad (4.88)$$

Викладені алгоритми інженерних розрахунків дозволяють створювати енергозберігаючі конструкції землерийно-ярусних робочих органів машин та підземнорухомих пристроїв.

4.9. Алгоритм інженерного розрахунку пневмоударних пробійників

Вихідними даними для розрахунку є: діаметр свердловини D , довжина свердловини (проходки) $L_{св}$ і фізико-механічні властивості ґрунту.

Також можуть служити вихідними даними характеристики гідроприводу будівельно-дорожніх машин як джерела енергії віброударних пробійників: робочий тиск у гідросистемі p_n , МПа і встановлена потужність двигуна N , кВт, ступінь стиснення газу у камері робочого ходу ε і коефіцієнт керуючої дії u .

При розрахунку параметрів пробійника користуються коефіцієнтом тертя корпусу по стінках свердловини f , значеннями нормального тиску на бічну поверхню корпусу пробійника q_u , питомою енергією одиничного удару, яка приходить на одиницю площі поперечного перерізу свердловини a .

Додатково необхідно врахувати обмеження максимальної швидкості бійка у момент удару по корпусу v , м/с, тиск зарядки камери робочого ходу P_H , МПа.

Послідовність розрахунку параметрів наступна.

1. Сила лобового опору є функцією швидкості прикладання навантаження:

$$P_l = P_{nit} \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \text{ Н}, \quad (4.89)$$

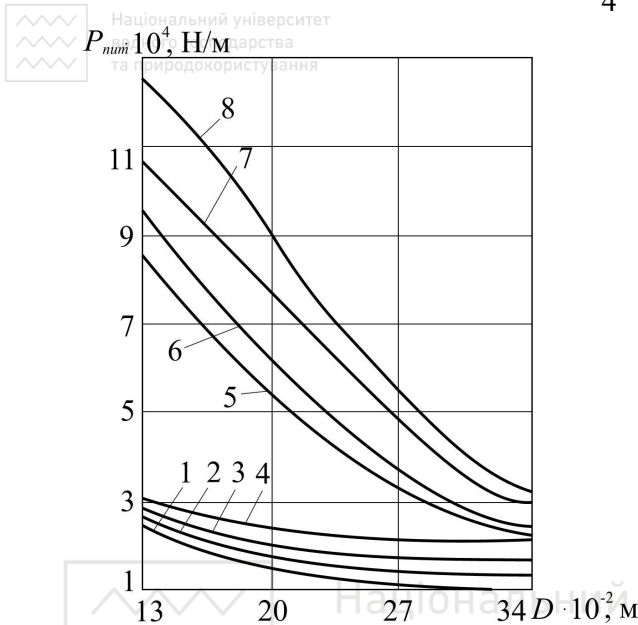


Рис. 4.7. Залежність питомого лобового опору P_{nit} від діаметра свердловини D : 1...4 – при статичному навантаженні; 5...8 – при динамічному навантаженні; 1...4 – відповідно для $v=(2,3,4,5) \cdot 10^{-3}$ м/с; 5...8 – відповідно для $v=5,6,7$ і 8 м/с

де P_{nit} – питомий лобовий опір. Питомий опір вибирають із рис. 4.7.

2. Довжина корпусу залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту:

$$L_k \geq \frac{P_l}{\pi D q_u f}, \text{ м}, \quad (4.90)$$

де q_u – нормальний тиск ґрунту на циліндричну частину корпусу пробійника (для $D=0,13$ м, $q_u=23 \cdot 10^3$ Па; для $D=0,19$ м, $q_u=27 \cdot 10^3$ Па; для $D=0,245$ м, $q_u=29 \cdot 10^3$ Па; для $D=0,325$ м, $q_u=31 \cdot 10^3$ Па); f – коефіцієнт зовнішнього тертя (для $D=0,13$ м, $f=0,625$; для $D=0,19$ м, $f=0,57$; для $D=0,245$ м, $f=0,53$; для $D=0,325$ м, $f=0,477$). Значення q_u і f приведені на рис. 4,8.

3. Силу бічного опору вираховують залежно від довжини корпусу і фізико-механічних властивостей ґрунту:

$$P_{бок} = \pi D L_k q_u f, \text{ Н}. \quad (4.91)$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

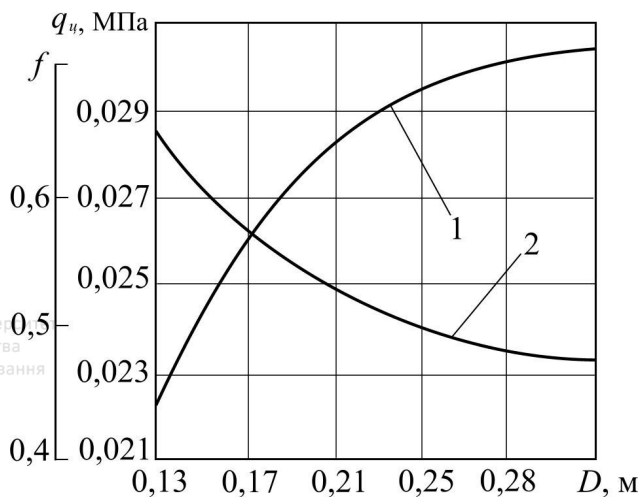


Рис. 4.8. Залежності нормального тиску ґрунту q_u і коефіцієнта тертя f від діаметра свердловини:
1 – для q_u ; 2 – для f

4. Реакція віддачі не повинна перевищувати сили бічного опору:

$$R_m \leq P_{бок}. \quad (4.92)$$

За реакцією R підбирається робочий тиск у системі (рис. 4.9).

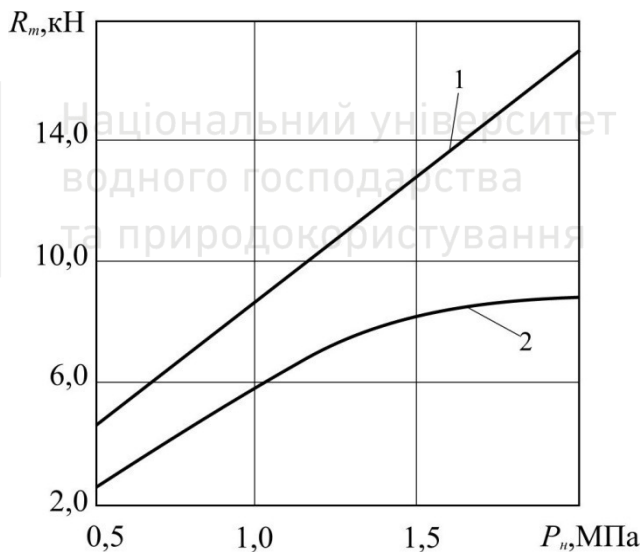


Рис. 4.9. Залежності реакції віддачі ударного механізму від робочого тиску у системі:
1 – аналітична; 2 – експериментальна

5. Енергію одиничного удару визначають із умови забезпечення раціональної питомої енергії a , яка витрачається на одиницю площі поперечного перерізу свердловини:

$$A = a \frac{\pi D^2}{4n}, \text{ Дж}, \quad (4.93)$$

де n – частота ударів, с^{-1} .

Величини a і n визначають відповідно до рис. 4.10 і 4.11.

6. Маса бійка повинна забезпечити задану швидкість співудару бійка з корпусом, щоб не було наклепу ($v=10\dots15$ м/с):

$$m_{\sigma} = \frac{2A}{v^2}, \text{ кг}. \quad (4.94)$$

7. Робочий хід бійка визначають заданою реакцією віддачі для конкретного значення енергії удару:

$$l_p = \frac{2A\varepsilon}{R_m \cdot e^{-\alpha L}(\varepsilon - 1)}, \quad (4.95)$$

де L – довжина трубопроводу, що підводить енергію; α – коефіцієнт, який характеризує інтенсивність зниження удару із збільшенням довжини трубопроводу і залежить від його діаметра d (для $d=12$ мм, $\alpha=0,008$; для $d=16$ мм, $\alpha=0,01$; для $d=20$ мм, $\alpha=0,013$; для $d=25$ мм, $\alpha=0,016$). Коефіцієнт корисної дії ударного механізму має найбільше значення для $\varepsilon=1,3\dots1,7$.

$a, 10^{-4} \text{ Дж/м}^2 \cdot \text{с}$

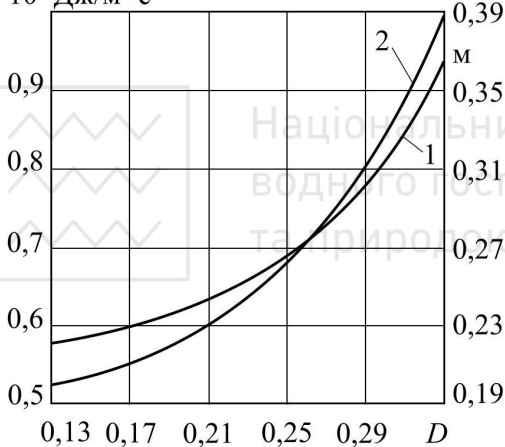


Рис. 4.10. Залежність питомої енергії удару a (крива 1) і радіуса ущільнення $R_{уц.}$ (крива 2) від діаметра свердловини D

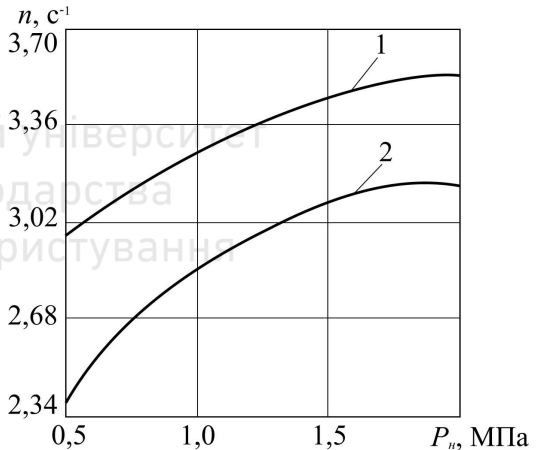


Рис. 4.11. Залежність частоти ударів n від робочого тиску у системі P_H : 1 – аналітична; 2 – експериментальна

8. Шлях розгону бійка при зворотному ході дорівнює:

$$l_1 = (0,78\dots0,83)l_p. \quad (4.96)$$

9. Активну площу камери робочого ходу визначають граничною реакцією віддачі і тиском робочого тіла:

$$S_{p.x.} = \frac{R_m \cdot e^{-\alpha L}}{\varepsilon P_H \cdot 10^6}, \text{ м}^2, \quad (4.97)$$

де P_1 – тиск у камері робочого ходу, МПа.

10. Активна площа камери зворотного ходу обмежується коефіцієнтом керуваної дії і робочим тиском привода:

$$S_{зв.х.} = \frac{u R_m \cdot e^{-\alpha L}}{(0,74 \dots 0,78) P_H \cdot 10^6}, \quad (4.98)$$

де u – коефіцієнт активних сил ($u=1,1 \dots 1,3$); P_H – робочий тиск в системі, МПа, ($P_H=1 \dots 3$).

11. Активна площа зливної камери для забезпечення повного переливу робочої рідини із камери зворотного ходу:

$$S_{зл} = S_{зв.х.} \quad (4.99)$$

12. Необхідна продуктивність гідронасоса:

$$Q_n = \frac{\nu \cdot R_m \cdot e^{-\alpha L}}{P_H \cdot 10^6}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.100)$$

13. Робочий об'єм гідравлічної порожнини пневмогідравлічного акумулятора дорівнює:

$$V_{ак} = \frac{2 A u \varepsilon}{P_H \cdot 10^6 (\varepsilon - 1) \mu_p} \left\{ \sqrt{(1 + \mu_p) \left[(\varepsilon u + \mu_p)^2 (1 + \mu_p) + (\varepsilon^2 - 1) \mu_p \right]} - (1 + \mu_p)(\varepsilon u + \mu_p) \right\}, \text{ м}^3, \quad (4.101)$$

де μ_p – коефіцієнт приведеної маси робочої рідини (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Значення коефіцієнта приведеної маси, μ_p

Діаметр трубопроводу d , мм	Довжина трубопроводу L_{mp} , м				
	10	20	30	40	50
12	6,55	13,1	19,65	26,2	32,75
16	3,68	7,36	11,04	14,72	18,4
20	2,35	4,7	7,05	9,4	11,75
25	1,47	2,94	4,41	5,88	7,35

14. Масу золотника визначають величиною втрат енергії на керування:

$$m_z = 0,02 m_{\delta}. \quad (4.102)$$

15. Зусилля, яке діє на золотник зі сторони камери керування:

$$K_p = 0,04 R_m \cdot e^{-\alpha L}. \quad (4.103)$$

16. Діаметр золотника визначають необхідним зусиллям зі сторони

камери керування і тиском гідروприводу:

$$d = \sqrt{\frac{0,16R_m \cdot e^{-\alpha L}}{\pi(0,74 \dots 0,78)P_H \cdot 10^6}}, \text{ м.} \quad (4.104)$$

17. Робочий хід золотника $l_3 = 0,4l_p$.

18. Жорсткість пружного елемента:

$$K_c = \frac{0,1R_m \cdot e^{-\alpha L}(\varepsilon - 1)}{\varepsilon l_p}. \quad (4.105)$$

19. Зусилля поперечного стискування пружного елемента:

$$K_F = 0,024R_m \cdot e^{-\alpha L}. \quad (4.106)$$

На основі отриманих параметрів ударного механізму і органа керування визначають техніко-економічні показники ударного пристрою і гідропробійника у цілому.

20. Частота ударів бійка за хвилину:

$$n_{x6} = 60n_0 \cdot e^{-\alpha L}, \quad (4.107)$$

де n_0 – максимальна частота ударів бійка при $L=0$ (див. рис. 4.11).

21. Ударна потужність:

$$N_{y0} = \frac{An_{x6}}{60}, \text{ Вт} \quad (4.108)$$

22. Необхідна потужність приводу:

$$N_{np} = \frac{N_{y0}}{\eta_{np}}, \quad (4.109)$$

де η_{np} – ККД привода.

23. Швидкість проходки свердловини:

$$v_{np} = 0,007(1 - e^{-0,09 \frac{A+7,1}{6,2}}), \text{ м / с.} \quad (4.110)$$

24. Час проходки свердловини:

$$T_{np} = \frac{L_{св.}}{3600v_{np}}, \text{ год.} \quad (4.111)$$

4.10. Розрахунок напірного зусилля для продавлювання циліндрично-трубчастого наконечника труб

Напірне зусилля (рис. 4.12) формується із сил опору проникнення конусної частини циліндрично-трубчастого наконечника W_k , опорів по зовнішній W'_u і внутрішній W''_u циліндричних поверхнях інструмента, а також із опору сили тертя керн по трубі $W_{кр}$. Розрахункова схема взаємодії циліндрично-трубчастого наконечника з ґрунтом представлена на рис. 4.12.

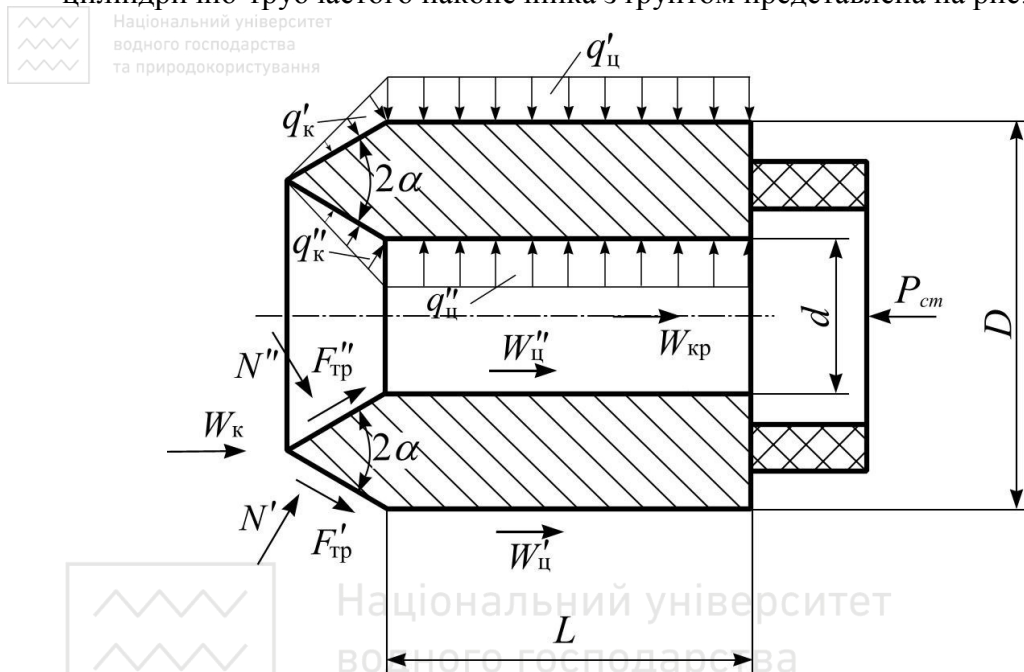


Рис. 4.12. Схема дії сил на циліндрично-трубчастий наконечник

На зовнішню поверхню інструмента діє нормальний тиск від стінок свердловини q'_u , на внутрішню – нормальний тиск від керн q''_u . На лінії переходу циліндричних поверхонь інструмента на зовнішній і внутрішній конуси на останні відповідно діє нормальний тиск q'_k і q''_k пропорційний куту загострення інструмента α ($2\alpha=45^\circ \dots 50^\circ$).

Залежність нормального тиску і коефіцієнта тертя ґрунту на циліндричну частину наконечника наведені на рис. 4.13.

Для розрахунків у першому наближенні можна прийняти $q'_u=q''_u=q_u$.

1. Тиск на конусі:

$$q'_k = q'_u \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad q''_k = q''_u \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.112)$$

Тоді

$$q'_{к.кр} = \frac{q'_u}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad q''_{к.кр} = \frac{q''_u}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.113)$$

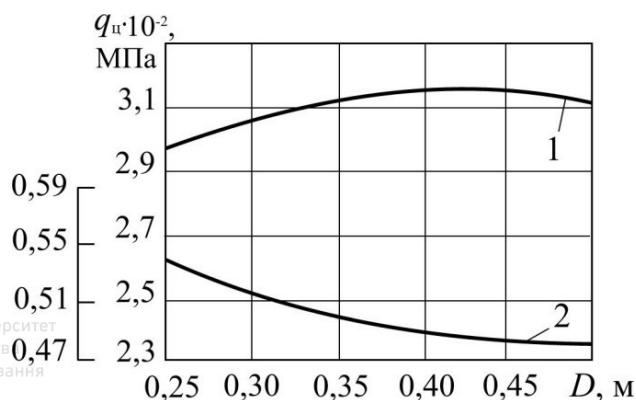


Рис. 4.13. Залежність нормального тиску ґрунту і коефіцієнта тертя на циліндричній частині наконечника від діаметра свердловини:
1 – $q_u = f(D)$; 2 – $f = f(D)$

2. Бічні площі зрізаних конусів дорівнюють зовнішнього:

$$S' = \frac{\pi}{16} (3D + d) \cdot (D - d) \cdot \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (4.114)$$

внутрішнього:

$$S'' = \frac{\pi}{16} (3d + D) \cdot (D - d) \cdot \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (4.115)$$

де D і d – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри циліндрично-трубчастого наконечника.

3. Нормальні реакції (N' , N'') і сили тертя ($F'_{тр}$, $F''_{тр}$), які діють на зовнішній і внутрішній конуси наконечника:

$$N' = q'_{к.ср} \cdot S' = \frac{\pi}{32} (3D + d) \cdot (D - d) \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot q'_{\alpha}, \quad (4.116)$$

$$N'' = q''_{к.ср} \cdot S'' = \frac{\pi}{32} (3d + D) \cdot (D - d) \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot q''_{\alpha}, \quad (4.117)$$

$$F'_{мп.к} = f \cdot q'_{к.ср} \cdot S' = f \cdot \frac{\pi}{32} (3D + d) \cdot (D - d) \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot q'_{\alpha}, \quad (4.118)$$

$$F''_{мп.к} = f \cdot q''_{к.ср} \cdot S'' = f \cdot \frac{\pi}{32} (3d + D) \cdot (D - d) \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot q''_{\alpha}, \quad (4.119)$$

де f – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

4. Опір конусній частині наконечника:

$$W_{\kappa} = (N' + N'') \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + (F'_{mp} + F''_{mp}) \cdot \cos \frac{\alpha}{2} =$$

$$= \frac{\pi}{32} (D - d) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot [(3D + d) \cdot q'_u + (3d + D) \cdot q''_u] \cdot \left(1 + f \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \right). \quad (4.120)$$

5. Нормальний тиск q'_u і q''_u створюють на зовнішній і внутрішній поверхнях інструмента сили тертя:

$$F_{mp.u} = \pi \cdot D \cdot L \cdot q'_u \cdot f; \quad F''_{mp.u} = \pi \cdot d \cdot L \cdot q''_u \cdot f. \quad (4.121)$$

6. Крім визначених сил, опір створює сила тертя керна всередині труби:

$$F_{mp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L_{np} \cdot \gamma_{kp} \cdot f, \quad (4.122)$$

де L_{np} – довжина проходки $L_{np}=10$ м; γ_{kp} – питома сила тяжіння керна.

7. Щільність ґрунту у керні апроксимована залежністю:

$$\gamma_{kp} = a \cdot D^2 - b \cdot d + c, \quad (4.123)$$

де $a=16 \cdot 10^3$ кг/м³; $b=21 \cdot 10^2$ кг/м⁴; $c=0,38 \cdot 10^3$ кг/м³.

8. Таким чином, статичне зусилля для проникнення циліндрично-трубчастого наконечника труб дорівнює:

$$P_{cm} = \frac{\pi}{32} (D - d) \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot [(3D + d) \cdot q'_u + (3d + D) \cdot q''_u] \cdot \left(1 + f \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \right) +$$

$$+ \pi \cdot L \cdot f \cdot (D \cdot q'_u + d \cdot q''_u) + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L_{np} \cdot \gamma_{kp} \cdot f \quad (4.124)$$

9. У випадку динамічного прикладання навантаження до інструмента кільцеподібного перерізу:

$$P_o = (2,58 \dots 2,96) \cdot P_{cm}. \quad (4.125)$$

Отриманий вираз (4.13) показує, що статичне зусилля P_{cm} у значній мірі залежить від співвідношення діаметрів циліндрично-трубчастого наконечника $K_d=D/d$ і тиску ґрунту на інструмент q'_u і q''_u , які визначені експериментально.

4.11. Алгоритм визначення параметрів нахилено-направленого буріння*

Основні геометричні параметри траси газопроводу (рис. 4.14 ... 4.16):

l – довжина пілотної свердловини (довжина бурового каналу траси газопроводу);

L – довжина пілотної свердловини у плані;

d – діаметр бурового каналу;

D_1 – заглиблення пілотної свердловини від точки забурювання;

D_2 – глибина (по вертикалі) точки забурювання у вхідному напрямку від поверхні землі;

H_1 – заглиблення пілотної свердловини від поверхні землі при забурюванні;

H_2 – заглиблення пілотної свердловини від поверхні землі при виході бурової головки із землі;

α_1 – кут забурювання (вхідний кут);

$\alpha_{1\text{-ий(розр.)}}$ – середній розрахунковий поточний кут для розрахунків при переході від точки забурювання до точки максимального заглиблення;

α_2 – кут на виході бурової головки із землі;

$\alpha_{2\text{-ий(розр.)}}$ – середній розрахунковий поточний кут для розрахунків при переході від максимального заглиблення до виходу бурової головки із землі.

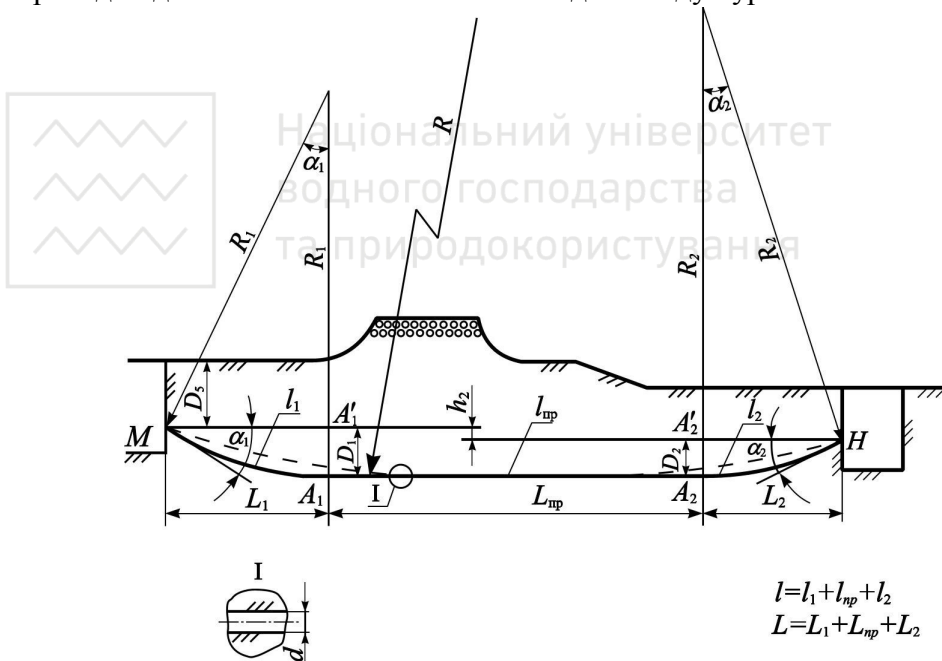


Рис. 4.14. Основні геометричні параметри траси

* Приклад розрахунку параметрів нахилено-направленого буріння наведений у додатку Т.

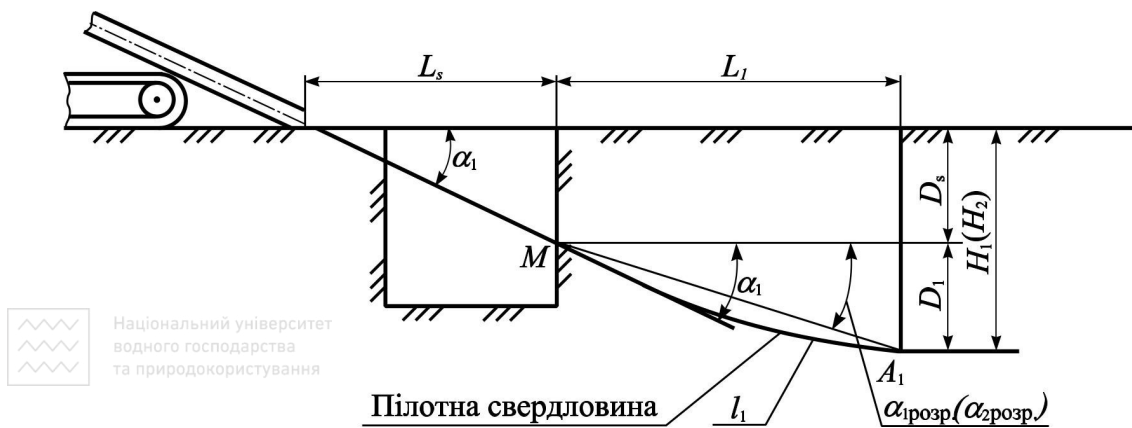


Рис. 4.15. Схема забурювання пілотної свердловини

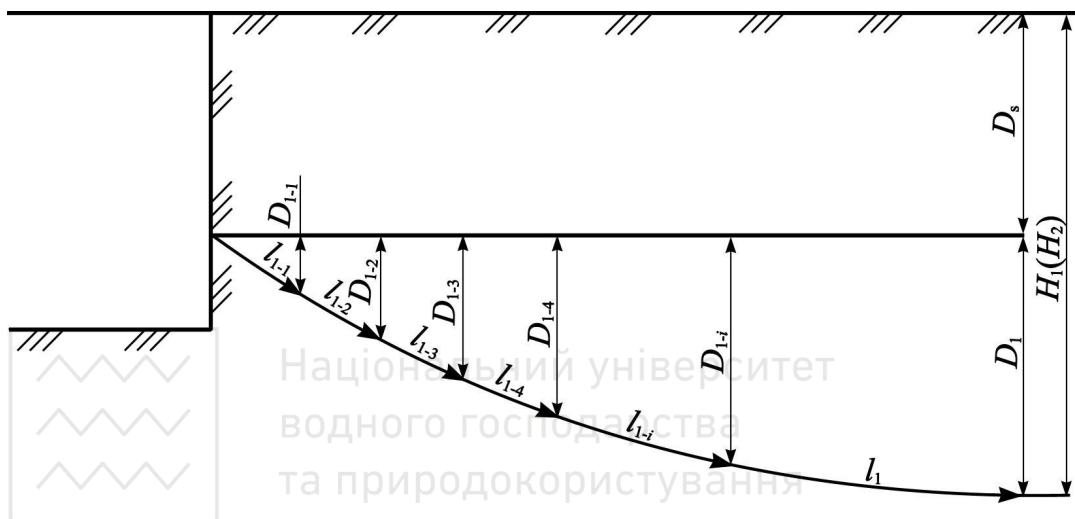


Рис. 4.16. Схема переходу пілотної свердловини від максимального кута забурювання до нульового кута

4.11.1. Розрахунок геометричних параметрів пілотної свердловини

1. Відстань L_s від лафета бурильного устаткування до точки входу бурової головки в землю (точки забурювання) у вхідному напрямку (див. рис. 4.15) визначають за формулою:

$$L_s = \frac{D_s}{\operatorname{tg} \alpha_1}, \quad (4.126)$$

де L_s – відстань по горизонталі від лафета бурового устаткування до точки входу бурової головки в землю у вхідному напрямку, м;

D_s – глибина точки входу бура в землю у вхідному напрямку (визначається проектом), м;

α_1 – кут входу бура в землю (кут забурювання – характеристика бурової установки), град;

2. Радіус кривизни пілотної свердловини R_1 при забурюванні (див. рис. 4.14) визначають при переході від максимального кута при забурюванні до нульового на максимальній глибині (пілотну свердловину виконують по плавній дузі) за формулою:

$$R_1 = \frac{D_1}{1 - \cos \alpha_1}, \quad (4.127)$$

де R_1 – радіус кривизни пілотної свердловини при забурюванні, м;

D_1 – заглиблення пілотної свердловини від точки забурювання (визначається проектом), м;

Довжина пілотної свердловини l_1 при переході від максимального кута при забурюванні до нульового кута (див. рис. 4.14) розраховують за формулою:

$$l_1 = \frac{2\pi R_1 \alpha_1}{360}, \quad (4.128)$$

де l_1 – розрахункова довжина пілотної свердловини від точки забурювання до точки – максимального заглиблення (від точки M до точки A_1), м (див. рис. 4.15).

3. Кількість бурових штанг n_1 , необхідних для виконання пілотної свердловини довжиною l_1 , визначається за формулою:

$$n_1 = \frac{l_1}{l_{ш}}, \quad (4.129)$$

де $l_{ш}$ – довжина однієї штанги; n_1 – кількість бурових штанг необхідних для буріння пілотної свердловини довжиною l_1 .

4. Величину зміни поточного кута $\Delta\alpha_1$ на кожній штанзі при виконанні пілотної свердловини на довжині l_1 розраховують за формулою:

$$\Delta\alpha_1 = \frac{\alpha_1}{n_1}, \quad (4.130)$$

де $\Delta\alpha_1$ – зміна кута на кожній штанзі.

5. Для спрощення розрахунків величини заглиблення бурової головки в землю при переході від максимального кута при забурюванні (див. рис. 4.15, 4.16) до нульового при горизонтальному положенні бурової головки необхідно визначити середній розрахунковий поточний кут $\alpha_{1-i(\text{розр.})}$ за формулою:

$$\alpha_{1-i(\text{розр.})} = \frac{\alpha_1 + \alpha_i}{2}, \quad (4.131)$$

де $\alpha_{1-i(\text{розр.})}$ – середній розрахунковий поточний кут для обрахунків;

α_i – поточний кут (в межах від α_1 при забурюванні до 0°) розраховується за формулою:

$$\alpha_i = \alpha_1 - i\Delta\alpha_1, \quad (4.132)$$

де i – поточне число штанг необхідних для проходки пілотної свердловини довжиною l_i ($i=1, 2, 3, \dots, n_1$).

6. Розрахунок поточного заглиблення пілотної свердловини D_{1-i} (див. рис. 4.15, 4.16):

$$D_{1-i} = l_{1-i} \sin \alpha_{1-i(\text{розр.})} \quad (4.133)$$

де l_{1-i} – поточна довжина пілотної свердловини;

$\alpha_{1-i(\text{розр.})}$ – середній поточний розрахунковий кут.

На рис. 4.16. графічно показані:

- поточна довжина пілотної свердловини: $l_i = l_{1-1}; l_{1-2}; l_{1-3}$.

- поточне заглиблення пілотної свердловини: $D_i = D_{1-1}; D_{1-2}; D_{1-3}$.

При цьому розрахунок поточного заглиблення на виході газопроводу (на довжині l_2) виконують аналогічно розрахунку на вході (на довжині l_1).

7. Радіус кривизни пілотної свердловини R_2 на виході пілотної свердловини із ґрунту (див. рис. 4.14) розраховують за формулою:

$$R_2 = \frac{D_2}{1 - \cos \alpha_2}, \quad (4.134)$$

де R_2 – радіус кривизни пілотної свердловини на виході, м; α_2 – кут на виході, град;

D_2 – заглиблення пілотної свердловини на виході визначається за формулою:

$$D_2 = D_1 - h_2, \quad (4.135)$$

де h_2 – перепад по висоті точки виходу пілотної свердловини відносно точки забурювання, м.

8. Довжину пілотної свердловини l_2 при переході від нульового кута на максимальній глибині до кута на виході у вихідному напрямку (див. рис. 4.14) визначають за формулою:

$$l_2 = \frac{2\pi R_2 \alpha_2}{360}, \quad (4.136)$$

де l_2 – теоретична довжина пілотної свердловини від точки максимальної глибини до точки виходу у вихідному напрямку (від точки A_2 до точки H), м.

9. Загальна довжина пілотної свердловини l від точки входу до точки виходу (див. рис. 4.14) складається із:

$$l = l_1 + l_{np} + l_2, \quad (4.137)$$

де l_{np} – довжина прямолінійної ділянки; l – загальна довжина пілотної свердловини від точки входу до точки виходу (від точки M до точки H).

При наявності декількох прямолінійних і криволінійних ділянок загальну довжину пілотної свердловини вираховують за формулою:

$$l = l_1 + l_{1np} + l_{1кр} + l_{2np} + l_{2кр} + l_{3np} + \dots + l_2, \quad (4.138)$$

де l_{1np} ; $l_{1кр}$; l_{2np} ; $l_{2кр}$; l_{3np} – довжини різних прямолінійних і криволінійних ділянок.

Розрахункові параметри пілотної свердловини показані на рис. 4.17.

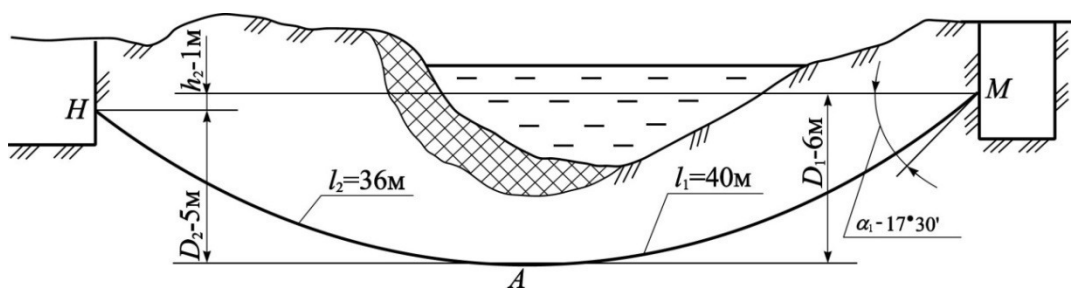


Рис. 4.17. Розрахункові параметри пілотної свердловини

10. Довжину пілотної свердловини в плані L_1 від точки входу в ґрунт до точки максимального заглиблення (див. рис. 4.14) визначають за формулою:

$$L_1 = \sqrt{R_1^2 - (R_1 - D_1)^2}, \quad (4.139)$$

де L_1 – довжина пілотної свердловини в плані від точки M до точки A'_1 (див. рис. 4.14).

11. Довжину пілотної свердловини в плані L_2 від точки максимального заглиблення до точки виходу із землі визначають за формулою:

$$L_2 = \sqrt{R_2^2 - (R_2 - D_2)^2}, \quad (4.140)$$

де L_2 – довжина пілотної свердловини в плані від точки A'_2 до точки H (див. рис. 4.14).

12. Загальна довжина пілотної свердловини в плані L від точки забурювання до точки виходу пілотної свердловини із землі складається із:

$$L = L_1 + L_{np} + L_2, \quad (4.141)$$

де L_{np} – довжина прямолінійної ділянки в плані; L – загальна довжина пілотної свердловини в плані від точки M до точки H .

При наявності декількох прямолінійних і криволінійних ділянок довжину траси розраховують за формулою:

$$L = L_1 + L_{1np} + L_{1кр} + L_{2np} + L_{3кр} + L_{3np} + \dots + L_2. \quad (4.142)$$

де L_{1np} ; $L_{1кр}$; L_{2np} ; $L_{3кр}$; L_{3np} – довжини конкретних криволінійних і прямолінійних ділянок пілотної свердловини в плані.

За результатами розрахунків параметрів траси газопроводу оформляють профіль буріння.

13. Для розрахунку тягових зусиль нахилено-направленого буріння необхідно визначити загальний теоретичний радіус кривизни бурового каналу (див. рис. 4.14):

а) для простих трас, що виконані по плавній дузі, загальний теоретичний радіус дорівнює фактичному радіусу кривизни бурового каналу і розраховується за формулою:

$$R = \frac{D_1}{1 - \cos \alpha_1}, \quad (4.143)$$

б) для складних трас за радіус кривизни пілотної свердловини приймають радіус вписаного кола, що найбільше наближене до проектного профілю пілотної свердловини та розраховують за формулою (див. рис.4.14):

$$R = \frac{L^2}{4(D_1 + D_2)} + \frac{(D_1 + D_2)}{4}. \quad (4.144)$$

14. Довжину газопроводу, що необхідна (достатня) для протягування, визначають за формулою:

$$l_z = l + \delta + 2a, \quad (4.145)$$

де l_z – довжина труби газопроводу, що прокладається, м; l – розрахункова довжина, м; δ – відхилення фактичної довжини бурового каналу від розрахункового розміру: 10...20% для газопроводу із поліетиленових труб, 3...5% для сталюого газопроводу, м; a – ділянки газопроводу зовні бурового каналу: 1,5...2,5 м.

15. Об'єм ґрунту V_z , що видаляється із свердловини, визначають за формулою:

$$V_z = \frac{\pi d^2 l}{4}, \quad (4.146)$$

де d – діаметр бурового каналу (пілотної свердловини), м; l – теоретична довжина бурового каналу, м.

16. Необхідність у буровому розчині V_p для якісного буріння залежить від типу ґрунту і коливається в значних межах. Для того, щоб вивести із свердловини на поверхню один об'єм ґрунту, у середньому необхідно 3...5 об'ємів бурового розчину.

Мінімальний час t_{min} буріння пілотної свердловини (бурового каналу) складає:

$$t_{min} = \frac{V_p}{Q_{ж}}, \quad (4.147)$$

де V_p – об'єм бурового розчину, що необхідний для якісного буріння, л;
 Q_p – продуктивність насоса бурової установки, л/хв (характеристика бурової установки).

Максимальна швидкість буріння v_{max} :

$$v_{max} = \frac{l}{t_{min}}. \quad (4.148)$$



Національний університет
 водного господарства
 та природокористування

4.11.2. Розрахунок зусилля проходження пілотної свердловини

Зусилля проходження пілотної свердловини визначають як суму всіх видів сил опору руху бурової головки і бурових штанг у пілотній свердловині:

$$P_{\Sigma} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7, \quad (4.149)$$

де P_1 – лобовий опір бурінню (опір руху бурової головки в ґрунті) з урахуванням скривлення пілотної свердловини;

P_2 – сила тертя від ваги бурових штанг (у свердловині);

P_3 – збільшення сили тертя від сили тяжіння ґрунту в зоні рівноваги природного склепіння (згідно з М.М. Протод'яконовим);

P_4 – збільшення сили тертя від наявності на бурових штангах виступів за межі зовнішнього діаметра;

P_5 – додаткові сили тертя від опорних реакцій;

P_6 – опір переміщенню бурових штанг у зоні заглиблення;

P_7 – опір на виході при переході від криволінійної ділянки (руху) до прямолінійної.

Розрахунок зусилля проходки пілотної свердловини виконують для двох випадків (сприятливого і несприятливого):

1) за наявності якісного бурового розчину, відсутності його фільтрації і при добре сформованій, стабільній пілотній свердловині;

2) при фільтрації бурового розчину у свердловині і обвалюванні ґрунту вздовж пілотної свердловини.

1. Лобовий опір бурінню розраховують за формулою:

$$P_1 = P_z \cdot e^{f_p^* \cdot l_i / R}, \quad (4.150)$$

де P_z – сила буріння ґрунту, Н; l_i – поточна довжина пілотної свердловини від точки заглиблення до виходу пілотної свердловини із ґрунту ($l_i = 0 \dots l$), м;
 R – радіус кривизни пілотної свердловини, м; f_p^* – умовний коефіцієнт тертя різця, що обертається в ґрунті, визначають за формулою:

$$f_p^* = \frac{f_p}{\sqrt{1 + (\pi \cdot d_2 / h)^2}}, \quad (4.151)$$

де f_p – коефіцієнт тертя різця об ґрунт ($f_p = 0,4 \dots 0,5$);

d_2 – діаметр бурової головки;

h – подача на оберт ($2 \dots 3$ мм).

$$h = \frac{g}{\omega}, \quad (4.152)$$

де g – швидкість буріння, м/хв; ω – кутова швидкість буріння, об/хв.

Силу буріння розраховують за формулою:

$$P_2 = \frac{c \cdot m \cdot e_p \cdot \cos \varphi_0}{1 - \frac{\pi}{2} \cdot \sin \varphi_0}, \quad (4.153)$$

де c – коефіцієнт зчеплення ґрунту, Н/м² (Па) (див. [7]);

m – ширина різця, м, ($m = 10 \dots 20$ мм);

e_p – глибина врізання (виліт різця), м ($e_p = 2 \dots 3$ мм);

φ_0 – кут внутрішнього тертя ґрунту, рад.

2. Сила тертя від сили тяжіння бурових штанг у свердловині розраховують за формулою:

$$P_2 = q_u \cdot R \cdot (e^{f_u^* \cdot l_i / R} \cdot \cos \frac{l_i}{2 \cdot R} - \cos \frac{l - 2 \cdot l_i}{2 \cdot R}), \quad (4.154)$$

де q_u – погонна сила тяжіння бурових штанг за відрахуванням виштовхуючої сили бурового розчину, Н/м, ($q_u = 100 \dots 400$) Н/м;

R – радіус кривизни бурового каналу, м;

l – довжина пілотної свердловини, м;

l_i – поточна довжина пілотної свердловини, м;

$\frac{l_i}{2 \cdot R}$ і $\frac{l - l_i}{2 \cdot R}$ – кути в радіанах ($1 \text{ рад} = 57,3^\circ$);

f_u^* – умовний коефіцієнт тертя об зволожений буровим розчином ґрунт бурових штанг, що обертаються:

$$f_u^* = \frac{f_u}{\sqrt{1 + (\pi \cdot d_u / h)^2}}, \quad (4.155)$$

де d_u – зовнішній діаметр бурових штанг, м, ($d_u = 0,03 \dots 0,06$ м);

f_u – коефіцієнт тертя штанг об зволожений буровим розчином ґрунт ($f_u = 0,1 \dots 0,2$).

Погонну силу тяжіння штанг (за відрахуванням виштовхувальної сили бурового розчину) розраховують за формулою:

$$q_u = \gamma_u \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [d_u^2 - (d_u - 2 \cdot \delta_u)^2] - \gamma_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_u^2, \quad (4.156)$$

де $\gamma_{ш}$ – питома сила тяжіння матеріалу штанг, Н/м³ ($\gamma_{ш}=7,8 \cdot 10^4$ Н/м³);
 γ_p – питома сила тяжіння бурового розчину, Н/м³ ($\gamma_p=1,2 \cdot 10^4$ Н/м³);
 $\delta_{ш}$ – товщина стінки штанг, м ($\delta_{ш}=8 \dots 16$ мм).

3. Збільшення сили тертя від сили тяжіння ґрунту в зоні рівноваги природного склепіння дорівнює:

$$P_3 = q_2 \cdot R \cdot (e^{f_{ш}^* \cdot l_1 / R} - 1), \quad (4.157)$$

де q_2 – погонна сила тяжіння ґрунту зони рівноваги природного склепіння:

$$q_2 = 0,5 \cdot k \cdot \pi \cdot \gamma_z^* \cdot (1 + \mu) \cdot d_{ш}^2, \quad (4.158)$$

де μ – коефіцієнт бокового тиску (для пісків $\mu = 0,4 \dots 0,5$; для суглинків $\mu = 0,5 \dots 0,6$; для глин $\mu = 0,6 \dots 0,7$);

k – коефіцієнт висоти рівноваги порожнини (за М.М. Протод'яконовим) розраховують за формулами:

– для сприятливих умов

$$k_a = 1 + \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_0}{2} \right) / 2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_0; \quad (4.159)$$

– для несприятливих умов

$$k_s = \frac{1}{2 \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_0}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \varphi_0}, \quad (4.160)$$

де γ_z^* – питома сила тяжіння ґрунту з урахуванням розпушення при його обваленні на бурові штанги:

$$\gamma_z^* = \frac{\gamma_z}{1 + \frac{\pi}{4k} \cdot \left(1 - \frac{d_{ш}^2}{d_z^2} \right)}, \quad (4.161)$$

де γ_z – питома сила тяжіння ґрунту в природному стані, ($\gamma_z=1,8 \dots 2,1 \cdot 10^4$ Н/м³).

4. Збільшення сили тертя від наявності на бурових штангах виступів:

$$P_4 = \frac{1}{f_{ш}} \cdot q_{\sigma} \cdot R \cdot (e^{f_{ш}^* \cdot l_1 / R} - 1), \quad (4.162)$$

де q_{σ} – погонна сила опору буртів ґрунту, утворених виступами,

– при сприятливих умовах:

$$q_{\sigma} = \frac{\pi}{4 \cdot a_{ш}} \cdot (\Delta P_p - \Delta P_{ш}) \cdot (d_{\epsilon}^2 - d_{ш}^2) \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_{\epsilon}}, \quad (4.163)$$

де $a_{ш}$ – відстань між виступами на штанзі (дорівнює довжині штанги), м;

γ_{ϵ} – питома сила тяжіння води ($\gamma_{\epsilon}=10^4$ Н/м³);

ΔP_u – втрата тиску бурового розчину між штангами і стінкою свердловини на довжині виступу:

$$\Delta P_u = 163 \cdot Q_p^{1,65} \cdot L_g / (d_2 - d_u)^{2,7}, \quad (4.164)$$

ΔP_p – втрата тиску бурового розчину між виступом і стінкою свердловини на довжині виступу:

$$\Delta P_p = 163 \cdot Q_p^{1,65} \cdot L_g / (d_2 - d_g)^{2,7}, \quad (4.165)$$

де Q_p – витрата бурового розчину, м³/с (характеристика бурового устаткування);

L_g – довжина виступу на штанзі, м;

d_g – зовнішній діаметр виступу на штанзі, м;

d_2 – зовнішній діаметр бурової головки;

– при несприятливих умовах:

$$q_\sigma = \frac{\pi}{4 \cdot a_u} \cdot (d_g^2 - d_u^2) \cdot \frac{\sigma_{уц}}{n_0 + \Delta n}, \quad (4.166)$$

де n_0 – пористість ґрунту у природному стані;

Δn – прирощування пористості ґрунту при обваленні;

$\sigma_{уц}$ – напруження ущільнення ґрунту:

$$\sigma_{уц} = 5,2 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{20 \cdot A_2}}\right) \cdot 10^6, \quad (4.167)$$

де A_2 – площа вертикального перерізу ґрунтового бурту:

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_g^2 - d_u^2), \quad (4.168)$$

$$\Delta n = \frac{\pi}{4 \cdot k} \cdot \left(1 - \frac{d_u^2}{d_2^2}\right). \quad (4.169)$$

5. Додаткові сили тертя від опорних реакцій при русі криволінійною ділянкою дорівнює:

$$P_5 = 0,5 \cdot P_{мк} \cdot (1 + e^{f_u^* \cdot l_1 / R}), \quad (4.170)$$

де $P_{мк}$ – сила тертя штанг від опорних реакцій на криволінійних ділянках:

$$P_{мк} = \frac{f_u \cdot \pi \cdot E_u}{16 \cdot R \cdot B_u} \cdot [d_u^4 - (d_u - 2 \cdot \delta_u)^4], \quad (4.171)$$

де E_u – модуль пружності матеріалу штанг, Н/м² (Па)
($E_u = 1,9 \dots 2,2 \cdot 10^{11}$ Па);


B_u – плече опорних реакцій бурових штанг:

$$B_{\text{ш}} = \sqrt{(R + 0,5 \cdot d_2)^2 - (R - 0,5 \cdot d_2 + d_{\text{ш}})^2}. \quad (4.172)$$

6. Опір переміщенню бурових штанг у зоні заглиблення розраховують за формулою:

$$P_6 = P_{\text{зм}} \cdot e^{f_{\text{ш}}^* \cdot l_1 / R}, \quad (4.173)$$

де $P_{\text{зм}}$ – сила зминання стінки свердловини при заглибленні:



$$P_{\text{зм}} = \frac{\sigma_{\text{ш}} \cdot d_{\text{ш}}}{n_0 + \Delta n} \cdot \left(R - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{R^2 - B_{\text{ш}}^2} - \frac{R^2}{2 \cdot B_{\text{ш}}} \cdot \arcsin \frac{B_{\text{ш}}}{R} \right). \quad (4.174)$$

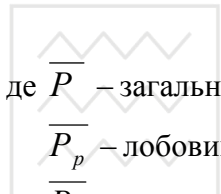
7. Опір руху при переході від криволінійного руху до прямолінійного розраховують за формулою:

$$P_7 = \frac{\pi \cdot E_{\text{ш}}}{128 \cdot R^2} \cdot [d_{\text{ш}}^4 - (d_{\text{ш}} - 2 \cdot \delta_{\text{ш}})^4]. \quad (4.175)$$

Фактичне зусилля прокладання пілотної свердловини в реальних умовах буде знаходитися між мінімальним значенням, розрахованим для сприятливих умов, і максимальним значенням, розрахованим для несприятливих умов.

4.11.3. Розрахунок опору руху розширювача і трубопроводу

1. Загальне зусилля протягування P визначають як суму всіх опорів руху розширювача, газопроводу і бурових штанг:



$$\overline{P} = \overline{P}_p + \overline{P}_n + \overline{P}_{\text{зн}}, \quad (4.176)$$

де \overline{P} – загальне зусилля протягування;

\overline{P}_p – лобовий опір руху розширювача;

\overline{P}_n – зусилля переміщення бурових штанг;

$\overline{P}_{\text{зн}}$ – зусилля протягування газопроводу.

$$\overline{P}_{\text{зн}} = \sum_{i=1}^7 \overline{P}_i = \overline{P}_1 + \overline{P}_2 + \overline{P}_3 + \overline{P}_4 + \overline{P}_5 + \overline{P}_6 + \overline{P}_7, \quad (4.177)$$

де \overline{P}_1 – сила тертя від сили тяжіння газопроводу (в буровому каналі);

\overline{P}_2 – збільшення сили тертя від сили тяжіння ґрунту зони рівноваги природного склепіння (за М.М. Протод'яконовим);

\overline{P}_3 – збільшення сили тертя від наявності на трубі газопроводу виступів за межами зовнішнього діаметра;

\overline{P}_4 – додаткові сили тертя від опорних реакцій;

\overline{P}_5 – зусилля опору руху газопроводу в зоні заглиблення в буровий канал;

\overline{P}_6 – збільшення опору руху при переході від прямолінійного руху до криволінійного;

\overline{P}_7 – сила тертя від сили тяжіння газопроводу, що знаходиться за межами бурового каналу;

Розрахунок загального зусилля протягування виконують для двох випадків:

– сприятливі умови: наявність якісного бурового розчину, відсутність фільтрації розчину в ґрунт, якщо маємо добре сформований і стабільний буровий канал;

– несприятливі умови: обвалення ґрунту по довжині бурового каналу, фільтрація розчину в ґрунт.

2. Лобовий опір руху розширювача P_p розраховують за формулою:

$$\overline{P}_p = \overline{P}_e e^{f_{pu}^* l_i / R}, \quad (4.178)$$

де \overline{P}_e – сила опору бурінню, Н;

l_i – поточна довжина бурового каналу від точки забурювання до точки виходу на денну поверхню (змінюється від 0 до l м);

R – радіус кривизни бурового каналу, м;

f_{pu}^* – умовний коефіцієнт тертя розширювача, що обертається, об змочений буровим розчином ґрунт розраховують за формулою:

$$f_{pu}^* = \frac{f_{pu}}{\sqrt{1 + (\pi d_{pu} / h)^2}}, \quad (4.179)$$

де f_{pu} – коефіцієнт тертя сталюого розширювача об ґрунт, що змочений буровим розчином;

d_{pu} – діаметр розширювача, м;

h – подача на один оберт, м.

Силу опору бурінню P_e розраховують за формулою:

$$\overline{P}_e = p \frac{\pi}{4} (d_{pu}^2 - d_3^{*2}), \quad (4.180)$$

де p – тиск рідини на виході із сопел розширювача, Н/м² (Па) ($p \approx 10^6$ Н/м²);

d_3^* – діаметр виступів бурових штанг ($d_3^* \approx (1,25 \dots 1,3) d_u$).

3. Силу тертя від сили тяжіння газопроводу \overline{P}_1 розраховують за формулою:

$$\overline{P}_1 = qR \left(e^{f(l-l_i)/R} \cos \frac{l-l_i}{2R} - \cos \frac{2l_i-l}{2R} \right), \quad (4.181)$$

де q – погонна сила тяжіння газопроводу за вирахуванням виштовхуючої сили бурового розчину, Н/м;

R – розрахунковий радіус кривизни бурового каналу, м;

f – коефіцієнт тертя газопроводу об ґрунту, що змочений буровим розчином;

l – довжина бурового каналу;

l_i – поточна довжина бурового каналу (змінюється від 0 до l м);

$\frac{l-l_i}{2R}$ і $\frac{2l_i-l}{2R}$ – кути в радіанах (1 рад=57,3°).

Погонну силу тяжіння газопроводу q розраховують за формулою:

$$q = \gamma_m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [d_n^2 - (d_n - 2\delta)^2] - \gamma_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_n^2, \quad (4.182)$$

де γ_m – питома сила тяжіння матеріалу труби газопроводу, Н/м³;

γ_p – питома сила тяжіння бурового розчину, Н/м³;

d_n – зовнішній діаметр труби газопроводу, м;

δ – товщина стінок труби газопроводу, м.

4. Збільшення сили тертя від сили тяжіння ґрунту зони рівноваги природного склепіння (за М.М. Протод'яконовим) \overline{P}_2 розраховують за формулою:

$$\overline{P}_2 = q_z R (e^{f(l-l_i)/R} - 1), \quad (4.183)$$

де q_z – погонна сила тяжіння ґрунту зони рівноваги природного склепіння, розраховують за формулою:

$$q_z = 0,5k\pi\gamma_z^* (1 + \mu) d_n^2, \quad (4.184)$$

де μ – коефіцієнт бокового тиску;

γ_z^* – об'ємна сила тяжіння ґрунту з урахуванням розпушення при його обваленні на газопровід, розраховують за формулою:

$$\gamma_z^* = \gamma_z / \left[1 + \frac{\pi}{4k} \left(1 - \frac{d_n^2}{d_{пу}^2} \right) \right], \quad (4.185)$$

де γ_z – питома сила тяжіння ґрунту в природному стані, Н/м³;

k – коефіцієнт висоти рівноваги склепіння розраховують за формулою (4.159) для сприятливих умов.

Погонну силу тяжіння ґрунту зони рівноваги природного склепіння розраховують за формулою:

$$q_{z(a)} = 0,5k_{(a)}\pi\gamma_z^* (1 + \mu) d_n^2, \quad (4.186)$$

а зусилля $\overline{P}_{2(a)}$ за формулою:

$$\overline{P}_{2(a)} = q_{z(a)} R (e^{f(l-l_i)/R} - 1), \quad (4.187)$$

Коефіцієнт k для несприятливих умов розраховують за формулою (4.160). Тоді погонну силу тяжіння ґрунту зони рівноваги склепіння розраховують за формулою:

$$q_{z(\bar{\sigma})} = 0,5k_{(\bar{\sigma})}\pi\gamma_z^* (1 + \mu) d_n^2, \quad (4.188)$$

а зусилля $\overline{P}_{2(\delta)}$ розраховують за формулою:

$$\overline{P}_{2(\delta)} = q_{\delta} R (e^{f(l-l_i)/R} - 1), \quad (4.189)$$

5. Збільшення сили тертя від наявності на трубці газопроводу виступів за межами зовнішнього діаметру труби розраховують за формулою:

$$\overline{P}_3 = \frac{1}{f} q_{\delta} R (e^{f(l-l_i)/R} - 1), \quad (4.190)$$

де q_{δ} – погонна сила опору буртів землі, Н/м;

а) для сприятливих умов:

$$q_{\delta(a)} = \frac{\pi}{4a} \cdot (\Delta P_3 - \Delta P_m) (d_3^2 - d_n^2) \frac{\gamma_p}{\gamma_s}, \quad (4.191)$$

де a – відстань між виступами на газопроводі, м;

γ_s – питома сила тяжіння води, Н/м³;

ΔP_3 – втрата тиску бурового розчину між виступом і стінкою свердловини на довжині виступу, що розраховують за формулою:

$$\Delta P_3 = 163 \cdot Q_p^{1,65} \cdot L_3 / (d_{pш} - d_3)^{2,7}, \quad (4.192)$$

де Q_p – витрати бурового розчину, м³/с;

L_3 – довжина виступу, м;

d_3 – зовнішній діаметр виступу, м;

$d_{pш}$ – зовнішній діаметр розширювача, м;

ΔP_m – втрата тиску бурового розчину між газопроводом і стінкою свердловини на довжині виступу розраховують за формулою:

$$\Delta P_m = 163 \cdot Q_p^{1,65} \cdot L_3 / (d_{pш} - d_n)^{2,7}, \quad (4.193)$$

а зусилля $\overline{P}_{3(a)}$ за формулою:

$$\overline{P}_{3(a)} = \frac{1}{f} q_{\delta(a)} R (e^{f(l-l_i)/R} - 1); \quad (4.194)$$

б) для несприятливих умов:

$$q_{\delta(b)} = \frac{A}{a} \cdot \frac{\sigma_{ущ}}{n_0 + \Delta n}, \quad (4.195)$$

де $\sigma_{ущ}$ – напруження ущільнення ґрунту:

$$\sigma_{ущ} = 5,2 \left(1 - \frac{1}{e^{20A}} \right) 10^6, \text{ Н/м}^2 \text{ (Па)}, \quad (4.196)$$

де A – площа вертикального перерізу бурта ґрунту:

$$A = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_n^2), \quad (4.197)$$

n_0 – пористість ґрунту в природному стані;

Δn – приріст пористості ґрунту при його обваленні:

$$\Delta n = \frac{\pi}{4k} \left(1 - \frac{d_n^2}{d_{пу}^2} \right), \quad (4.198)$$

зусилля $\overline{P}_{3(\delta)}$ дорівнює:

$$\overline{P}_{3(\delta)} = \frac{1}{f} q_{\delta(\delta)} R \left(e^{f(l-l_i)/R} - 1 \right), \quad (4.199)$$

6. Додаткові сили тертя від опорних реакцій P_n :

$$\overline{P}_4 = 0,5 P_n \left(1 + e^{f(l-l_i)/R} \right), \quad (4.200)$$

де P_n – сили тертя від опорних реакцій, що згинають газопровід:

$$P_n = \frac{f\pi E}{16RB} \left[d_n^4 - (d_n - 2\delta)^4 \right], \quad (4.201)$$

де E – модуль пружності матеріалу газопроводу, Н/м² (Па).

B – плече опорних реакцій:

$$B = \sqrt{\left(R + 0,5d_{пу} \right)^2 - \left(R - 0,5d_{пу} + d_n \right)^2}. \quad (4.202)$$

7. Опір переміщенню в зоні заглиблення газопроводу в буровий канал за рахунок зминання стінки дорівнює:

$$\overline{P}_5 = P_3 e^{f(l-l_i)/R}, \quad (4.203)$$

де P_3 – сила зминання стінки свердловини при забурюванні:

$$P_3 = \frac{b_{уц} d_n}{n_0 + \Delta n} \left(R - \frac{1}{2} \sqrt{R^2 - B^2} - \frac{R^2}{2B} \arcsin \frac{B}{R} \right). \quad (4.204)$$

8. Збільшення опору при переході від прямолінійного руху до криволінійного перед виходом газопроводу із землі:

$$\overline{P}_6 = \frac{\pi E}{128R^2} \left[d_n^4 - (d_n - 2\delta)^4 \right]. \quad (4.205)$$

9. Сила тертя від сили тяжіння газопроводу, що знаходиться зовні бурового каналу \overline{P}_7 :

$$\overline{P}_7 = f_{zn} q_{zn} l_i, \quad (4.206)$$

де f_{zn} – коефіцієнт тертя газопроводу об ґрунт;

q_{zn} – погонна сила тяжіння 1 м труби газопроводу.

10. Розрахунок зусилля протягування газопроводу P_{nz} у буровому каналі:

а) для сприятливих умов

$$\overline{P}_{zn(a)} = \overline{P}_1 + \overline{P}_{2(a)} + \overline{P}_{3(a)} + \overline{P}_4 + \overline{P}_5 + \overline{P}_6 + \overline{P}_7, \quad (4.207)$$

б) для несприятливих умов

$$\overline{P}_{zn(\delta)} = \overline{P}_1 + \overline{P}_{2(\delta)} + \overline{P}_{3(\delta)} + \overline{P}_4 + \overline{P}_5 + \overline{P}_6 + \overline{P}_7, \quad (4.208)$$

Фактичне зусилля протягування газопроводу $P_{\text{гп(факт)}}$ знаходиться між граничними значеннями $\overline{P_{\text{гп}(a)}}$ і $\overline{P_{\text{гп}(\bar{b})}}$.

11. Зусилля переміщення бурових штанг дорівнює сумарному зусиллю, що розраховане за залежностями (4.149, 4.154...4.175) для проходки пілотної свердловини за різницею зусилля P_1 (лобового опору буріння):

а) для сприятливих умов

$$\overline{P_{n(a)}} = \overline{P_2} + \overline{P_{3(a)}} + \overline{P_{4(a)}} + \overline{P_5} + \overline{P_6} + \overline{P_7}; \quad (4.209)$$

б) для несприятливих умов

$$\overline{P_{n(\bar{b})}} = \overline{P_2} + \overline{P_{3(\bar{b})}} + \overline{P_{4(\bar{b})}} + \overline{P_5} + \overline{P_6} + \overline{P_7}. \quad (4.210)$$

12. Розрахунок загального зусилля протягування \overline{P} :

а) для сприятливих умов

$$\overline{P_{(a)}} = \overline{P_p} + \overline{P_{\text{гп}(a)}} + \overline{P_{n(a)}}; \quad (4.211)$$

б) для несприятливих умов

$$\overline{P_{(\bar{b})}} = \overline{P_p} + \overline{P_{\text{гп}(\bar{b})}} + \overline{P_{n(\bar{b})}}. \quad (4.212)$$

Фактичне загальне зусилля протягування $P_{\text{факт}}$ у реальних умовах знаходиться між граничними значеннями $P_{(a)}$ і $P_{(\bar{b})}$.


За максимальною величиною зусилля $P_{(\bar{b})}$ підбирають бурову установку. Максимальне значення $\overline{P_{(\bar{b})}}$ завжди повинно бути меншим тягового зусилля вибраної бурової установки.

Приклад розрахунку наведений у додатку Т.

ТЕРМІНОЛОГІЧНИЙ СЛОВНИК

Активні землерийні робочі органи (ЗРО) сприймають енергію від одного або декількох джерел, які встановлені безпосередньо на робочому органі й розробляють ґрунтове середовище за рахунок цієї енергії.

Багатоярусні безвідвальні ЗРО обладнані плоскими транспортуючими для спрямування зрізаних шарів ґрунту в прохідні вікна ґрунтодеформуючих камер.

 **Багатоярусні відвальні ЗРО** обладнані криволінійними транспортуючими поверхнями (відвалами) для спрямування зрізаних шарів ґрунту в прохідні вікна.

Багатоярусні ЗРО виконані у вигляді декількох ґрунторозробних органів, певним чином розташованих у просторі.

Багатоярусне різання – по чергове пошарове руйнування ґрунту зверху до низу багатоярусними ЗРО.

Безтраншейний спосіб будівництва – спосіб, при якому ножовим робочим органом розробляють щілину шириною, як правило, не більше 200 мм без винесення основної маси ґрунту на денну поверхню, на дно якої укладається лінійно-протяжний об'єкт (ЛПО), з одночасним закриттям щілини.

Безтраншейні укладачі – машини для укладання підземних комунікацій безтраншейним способом.

Бентоніт – колоїдна глина, складається в основному з мінералів групи монтморилоніту, має адсорбційні властивості та високу пластичність. У вигляді глинопорошку бентоніт широко використовують для приготування бурових розчинів при виконанні робіт методом направленої буріння.

Буріння – процес створення порожнини шляхом вилучення із неї ґрунту або гірської породи.

Буріння вибухове здійснюється за допомогою ампульних або твердих вибухових речовин, а також струминним способом.

Буріння гідравлічним способом здійснюється тонким високонапірним струменем води, який подається на вибій із надзвуковою швидкістю.

Буріння колонкове здійснюється коронкою, яка обертається і подається у вибій уздовж осі свердловини зі значним зусиллям. Поступово просуваючись вперед, коронка руйнує породу тільки у межах кільцевої щілини, а у середині залишається керна, який видаляється із свердловини крупними кусками.

Буріння механічним способом здійснюється за рахунок безпосередньої дії робочого інструмента на породу.

Буріння обертове – різання породи здійснюється різцем, який безперервно зрізає і сколює частинки породи з вибою по гвинтовій лінії передньою гранню під дією прикладеного осьового зусилля P_{oc} та моменту обертання $M_{кр}$.

Буріння обертово-ударне поєднує ознаки ударного і обертового способів. По буровому інструменту, що притискається до вибою осьовим зусиллям P_{oc} і обертається незалежним обертачем, безперервно наносять удари через хвостовик штанги. Порода руйнується сколюванням і зрізанням частинок з вибою.

Буріння термічним способом – руйнування (лущення) породи у результаті нагрівання вибою свердловини надзвуковими розжареними струменями і утворення у породі термічних напружень, які перевищують границю міцності мінерального утворення.

Буріння ударне здійснюється за рахунок послідовних ударів у вибій долотом з енергією $P_{уд}$. При ударному бурінні обертовий момент до долота не прикладається.

Буріння ударно-обертове об'єднує ознаки ударного і обертового буріння різанням. При цьому способі удари високої енергії здійснюються заглубним ударником (переважно пневматичним) при накладанні постійних, відносно невеликих осьових зусиль і моменту обертання. Порода руйнується ударом долота, а залишкові гребені зрізаються при його повороті.

Буріння ударно-поворотне – порода руйнується, в основному, при заглубленні леза-інструмента під дією удару, а обертовий момент незначний, але інструмент безперервно повертається навколо своєї осі.

Буріння фізичним або фізико-хімічним способом – руйнування породи через рідке або газоподібне середовище термічним, вибуховим, гідравлічним, електрогідравлічним, ультразвуковим, плазмовим, лазерним та іншими способами дії.

Буріння шарошечне здійснюється за рахунок перекочування шарошки вибоєм при обертанні долота з високим моментом і зусиллям притискання до вибою. Зубці шарошки, набігаючи на вибій, руйнують його ударом і різанням.

Бурова головка (піонер) – передовий бур зі змінними насадками.

Бурова установка направлено буріння – єдиний комплекс взаємопов'язаних механізмів і пристроїв, який забезпечує технологічний процес прокладання трубопроводу. Установка забезпечує: пересування; складання, обертання і подачу бурової колони, подачу бурового розчину, контроль і коректування напрямку буріння, протягування розширювачів і трубопроводу.

Буровий канал – розширена бурова свердловина для протягування трубопроводу.

Вертлюг – елемент бурової установки, що забезпечує вільне обертання бурильної колони з одночасним підведенням промивної рідини в неї.

Висота ярусів – рознесення ґрунторозробних органів по вертикалі.

Вібропродавлювання – прокладання комунікацій за рахунок поздовжньо-направлених вібрацій робочого інструмента і видалення ґрунту із порожнини через трубу з кільцевим ножом за рахунок ґрунтозабірних пристроїв.

Вібропроколювання – прокладання комунікацій за рахунок поздовжньо-направлених вібрацій робочого інструмента і утворення ґрунтової порожнини шляхом ущільнення ґрунту в бічні стінки без видалення його із порожнини.

Віброударне проколювання супроводжується, крім прикладеного статичного навантаження, ударним імпульсом, що діє на трубу у напрямку прокладання.

Гідропробійник – саморушійна машина ударної дії з ударною і гідророзподільчою системами, призначена для пробивання свердловин.

Гідророзмив – утворення свердловини в піщаних і супіщаних ґрунтах за рахунок енергії направленої струменя води з одночасним гідротранспортуванням розмитого ґрунту в приямок.

Глибоке різання ґрунтів – процес їх руйнування ЗРО, який здійснюється на глибині, не меншій за критичну, і супроводжується утворенням зони деформацій відриву та зсуву ґрунту на денну поверхню (докритична зона) та зони пружно-пластичних деформацій ущільнення ґрунту в навколишнє середовище (закритична зона).

Горизонтальне буріння – розробка кротовини за допомогою бурових головок, а транспортування ґрунту, як правило, за рахунок шнеків з одночасною подачею обсадної труби, причому розробка ґрунту випереджає пересування обсадної труби.

Ґрунтодеформуючі камери – об'єми, що утворюються в кожному ярусі по обидві сторони ЗРО між суміжними ґрунторозробними органами, їх рамою та боковими стінками щілини для транспортування ґрунту із зони різання за робочий орган у щілину.

Долото – основний елемент бурового інструмент для механічного руйнування гірських порід при ударно-канатному і шарошковому бурінні свердловин.

Желонка – металева порожниста посудина циліндричної форми з клапаном на нижньому кінці, якою вичерпують рідину і зруйновану породу на поверхню із свердловини під час буріння.

Задній кут косої клина – кут нахилу задньої грані лемеша до горизонту в нормальному до різальної кромки перерізі.

Інтенсифікатор – пристрій для підсилення, збільшення зусилля енергії на руйнування ґрунтового середовища.

Керн – циліндричний стовпчик породи, який одержують при розробці порожнини.

Комбінований принцип – комбінація принципів: незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних; рівності об'ємних і масових витрат ґрунту; рівності площ поперечного перерізу зрізаного шару ґрунту і прохідних вікон у ярусах.

Критична глибина різання – границя рівноваги сил зсуву ґрунту у всіх напрямках, вище цієї границі ґрунт руйнується за рахунок відділення елементів стружки від ґрунтового масиву (здійснюється процес різання), а

нижче – за рахунок ущільнення ґрунту у ґрунтовий масив (здійснюється процес розрізання).

Критерій оптимізації навісного обладнання – різниця між опором різанню та додатковим опором від привантаження ходового обладнання базової машини вертикальною складовою повного опору.

Кут захвату косого клина – кут між різальною кромкою лемеша та напрямком руху в горизонтальній площині.

Кут різання косого клина – кут нахилу робочої грані лемеша до горизонту в нормальному до різальної кромки перерізі.

Леміш – нижня частина лобової поверхні ЗРО, що контактує з ґрунтом непорушеної структури в момент, попередній сколюванню чергового елемента стружки.

Мінімальна ширина ярусів – ширина ґрунторозробних органів.

Насадка бурової головки (лопатка) – змінний буровий інструмент, який забезпечує руйнування, оптимальний кут різання ґрунту і траєкторію проходки.

Направлене буріння – багатоетапна технологія безтраншейного прокладання підземних інженерних комунікацій за допомогою спеціалізованих мобільних бурових установок, яка дозволяє вести керовану проходку криволінійною траєкторією, розширювати свердловину, протягувати трубопровід. Буріння виконується під контролем систем радіолокації і з використанням бентонітових (полімерних) бурових розчинів.

Параметрична оптимізація – оптимізація функції відносно її факторів (параметрів).

Пасивно-активні ЗРО розробляють ґрунтову щілину як за рахунок тягового зусилля тягача, так і за рахунок енергії автономного джерела інтенсифікатора.

Пасивні ЗРО виконані у вигляді несучого стояка з різноманітною за структурою та формою різальною частиною, що розробляє ґрунтове середовище за рахунок тягового зусилля тягача.

Підземні комунікації – лінійно-протяжні об'єкти (ЛПО), які призначені для транспортування під землею води, газу, нафто- та інших продуктів, а також для передачі енергії та інформації від виробника до споживача.

Пілотна свердловина – напрямна свердловина, буріння якої здійснюється у першу чергу.

Пневмопробійник – саморушійна машина ударної дії з системами ударною і повітророзподілення, призначена для пробивання свердловин.


Постав (ставня) бурових штанг – дві (чи більше) штанги, згвинчені між собою.

Принцип незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних – подрібнення різального інструмента на ґрунторозробні органи та розміщення їх у просторі таким чином, щоб кожний попередній ґрунторозробний орган створював найбільш сприятливі умови розробки ґрунту для кожного наступного органа (на основі не перекриття проєкцій

грунторозробних органів на горизонтальну та вертикальну фронтальну площину).

Принципи рівності об'ємних і масових витрат – об'ємні та масові витрати ґрунту, який надходить на ґрунторозробний орган у нижньому ярусі, не перевищують витрат ґрунту, який проходить через вікна в суміжному верхньому ярусі.

Принцип рівності площ – площа поперечного перерізу зрізаного шару ґрунту в кожному ярусі не більша площі прохідних вікон у цих ярусах.

 **Продавлювання** – спосіб прокладання комунікацій, який ґрунтується на видаленні ґрунту із порожнини через трубу з кільцевим ножом за рахунок ґрунтозабірних пристроїв.

Прокладання розкочуванням – процес утворення циліндричної свердловини шляхом деформації і ущільнення ґрунту розкочувальним механізмом – розкатником.

Проколювання біонічно-синтезоване – розробка і застосування функціонально-еквівалентних технічних рішень біологічним прототипам, які впливають із принципу оптимальної конструкції в біології.

Проколювання – процес утворення ґрунтової порожнини шляхом ущільнення ґрунту в бічні стінки без видалення його із порожнини.

Протирозійні водні системи – комплекс агротехнічних заходів для переведення води поверхневого стоку в стан ґрунтової вологи за рахунок збільшення фільтраційних властивостей ґрунту і покращення його аерації.

Регенерація бурового розчину – очищення і збагачення розчину, яке забезпечує його повторне використання.

Розкатник – механізм, який складається із конічних котків, установлених на валу один за одним на підшипниках кочення. Осі котків зміщені відносно поздовжньої осі пристрою так, що при його обертанні котки рухаються по гвинтовій лінії, розкатник вгвинчується у ґрунт і утворює свердловину.

Розширення свердловини – технологічний процес збільшення початкового діаметра пілотної свердловини за допомогою розширювача.

Свердловина – вертикальна порожнина діаметром понад 75 мм у ґрунті або гірській породі.

Система локації – вимірювальна система, яка дозволяє визначати і контролювати положення бурової головки й інші характеристики технологічного процесу проходки пілотної свердловини.

Станок ударно-канатного буріння має закріплений на канаті робочий буровий інструмент, при падінні якого руйнується порода. Широко застосовуються для буріння розвідувальних свердловин у породах будь-якої міцності на глибину до 300 м.

Статичне проколювання – прокладання комунікацій за рахунок дискретно-поступального руху робочого інструмента та утворення циліндричної ґрунтової порожнини внаслідок радіального ущільнення ґрунту наконечниками.

Структурна оптимізація – структура ЗРО, що забезпечує здійснення тяги або іншого принципу.

Термогідромеліоративна система – сукупність підземних блокомодулів трубопроводів, що заповнені водою, з метою обміну з ґрунтовим середовищем тепловою енергією та вологістю.

Техногенна безпека робочих процесів (ґрунтозахисні робочі процеси) – захист ґрунту від переущільнення, збереження родючого шару, покращення структури та водно-повітряного режиму підземних горизонтів у процесі їх руйнування ЗРО.

Традиційні ЗРО виконані у вигляді несучого стояка з суцільною різальною частиною по глибині та ширині захвату.

Трапецеїдальна щілина у поперечному перерізі має форму трапеції, кут нахилу бічних сторін якої в кожному ярусі – постійний або змінний.

Траншейний спосіб будівництва – спосіб, при якому викопують відкриту траншею з транспортуванням ґрунту на денну поверхню, на дно траншеї укладають ЛПО, після чого проводять зворотну засипку її ґрунтом або іншим матеріалом.

Устя свердловини – початок свердловини на поверхні ґрунтового масиву.


Функціонал опору переміщенню – інтегральний вираз залежності опору переміщенню від аргументу функцій та їх похідних, що описують геометричну форму ЗРО.

Шарошка – робоча частина шарошечного долота у вигляді сталевого циліндра або конуса, на поверхні якого розміщені зубці, споряджені пластинками твердого сплаву. Шарошка вільно сидить на своїй осі та руйнує масив, коли котиться його поверхнею.

Шпур – вертикальна порожнина діаметром до 75 мм у ґрунті або гірській породі.

Штанга бурова – 1) сталевий стержень для передавання механічних зусиль від поршня-ударника на різець (бурову коронку, головку) та для подачі води і стисненого повітря до вибою шпуру (свердловини) під час ударно-обертового буріння; 2) сталева труба для передавання механічних зусиль долота (обертового моменту й осьового зусилля) від станка до бурової коронки або долота та для подачі води до вибою свердловини.

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Аврунин Г. А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин : учебн. пос. Харьков : ХНАДУ, 2012. 467 с.
2. Васильев С. Г. Закрытая прокладка коммуникаций : учебн. пос. Львов : Вища школа, 1974. 130 с.
3. Ешуткин Е. Н., Смирнов Ю. М., Цой В. И., Исаев В. Л.  Національний університет
та природокористування Высокопроизводительные гидропневматические ударные машины для прокладки инженерных коммуникаций. М. : Стройиздат, 1990. 171 с.
4. Журба А. И., Зорин И. С., Теплицкий А. Х., Черенков А. Г. Комплексная механизация прокладки инженерных сетей. Киев : Будівельник, 1989. 141 с.
5. Кравець С. В. Ґрунтозахисні та енергозберігаючі машини (Основи теорії, проектування та створення). Рівне : РДТУ, 1999. 277 с.
6. Кравець С. В. Машини для водного господарства: підручник. Рівне : НУВГП, 2006. 348 с.
7. Кравець С. В. Теорія руйнування робочих середовищ : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2008. 124 с.
8. Кравець С. В. Дослідження робочих процесів машин та методи їх оптимізації : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2011. 240 с.
9. Кравець С. В. Наукові основи створення землерийно-ярусних машин та підземнорухомих пристроїв. Рівне : НУВГП, 2015. 322 с.
10. Кравець С. В., Каслин Н. Д., Руднев В. К., Супонев В. Н. Машини для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций / под. ред. В. К. Руднева. Харьков : ООО «Фавор», 2008. 256 с.
11. Хмара Л. А., Кравець С. В., Нічке В. В. та ін. Машини для земляних робіт : навч. посіб. / за заг. ред. Л. А. Хмари, С. В. Кравця. Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. 557 с.
12. Хмара Л. А., Кравець С. В., Скоблюк М. П. та ін. Машини для земляних робіт : підручник / за заг. ред. Л. А. Хмари, С. В. Кравця. Харків : ХНАДУ, 2014. 548 с.
13. Пенчук В. А. Особенности и тенденции развития процессов горизонтального прокола грунта. *Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сборник научных трудов*. Вып. 79. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Днепропетровск : ПГАСА, 2014. С. 244–252.
14. Рыбаков А. П. Основы бестраншейных технологий. Теория и практика. М. : Пресс-Бюро, № 1, 2005. 304 с.
15. Сідак В. С. Новітні технології будівництва та реновації інженерних

мереж : навч. посіб. Харків, 2006. 356 с.

16. Хайзерук Е. М. Машины и механизмы для прокладки кабеля. М. : Машиностроение, 1991. 352 с.

17. Хмара Л. А. Актуальные направления научных исследований в области совершенствования землеройной, строительной и дорожной техники. *Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сборник научных трудов*. Вып. 26. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Днепропетровск : ПГАСА, 2004. С. 5–18.



водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

ДОДАТКИ

Додаток А
Таблиця А.1

Значення коефіцієнта A_p для твердого супіску

Кут захвату γ_{zx} , град	Кут різання α_p , град		
	20°	30°	40°
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	2,518 2,463 2,370 2,320 2,327 2,391 2,509	$\varphi_{3\psi} = 0$	1,742 1,717 1,644 1,588 1,565 1,579 1,628
		2,001	
		1,969	
		1,893	
		1,843	
		1,832	
		1,863	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,800 0,852 0,884 0,927 0,985 1,057 1,141	$\varphi_{3\psi} = 0,6$	1,060 1,101 1,101 1,102 1,118 1,149 1,193
		0,965	
		1,014	
		1,028	
		1,046	
		1,077	
		1,121	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,513 0,583 0,637 0,695 0,761 0,835 0,912	$\varphi_{3\psi} = 0,7$	0,946 0,998 1,010 1,022 1,043 1,078 1,120
		0,792	
		0,854	
		0,884	
		0,913	
		0,951	
		0,997	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,227 0,315 0,389 0,462 0,537 0,613 0,684	$\varphi_{3\psi} = 0,8$	0,832 0,896 0,920 0,941 0,969 1,006 1,048
		0,619	
		0,695	
		0,740	
		0,781	
		0,825	
		0,873	

продовження табл. А.1

		$\varphi_{34} = 0,9$	
30°	-0,059	0,446	0,718
40°	0,046	0,536	0,793
50°	0,142	0,596	0,829
60°	0,230	0,648	0,860
70°	0,314	0,699	0,894
80°	0,391	0,749	0,935
90°	0,456	0,795	0,9



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Значення коефіцієнта A_p для твердого та напівтвердого суглинку

Кут захвату γ_{zx} , град	Кут різання α_p , град		
	20°	30°	40°
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	2,274 2,256 2,189 2,151 2,154 2,201 2,291	$\varphi_{3ч} = 0$	1,584 1,589 1,543 1,505 1,489 1,500 1,538
		1,814	
		1,814	
		1,765	
		1,729	
		1,721	
		1,745	
		1,800	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,529 0,611 0,666 0,716 0,767 0,820 0,873	$\varphi_{3ч} = 0,6$	0,879 0,944 0,966 0,980 0,998 0,023 0,054
		0,753	
		0,827	
		0,863	
		0,891	
		0,921	
		0,955	
		0,991	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,238 0,337 0,412 0,477 0,536 0,590 0,636	$\varphi_{3ч} = 0,7$	0,761 0,837 0,870 0,893 0,917 0,944 0,973
		0,576	
		0,663	
		0,713	
		0,752	
		0,788	
		0,823	
		0,856	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-0,052 0,063 0,158 0,237 0,305 0,360 0,400	$\varphi_{3ч} = 0,8$	0,644 0,729 0,772 0,805 0,835 0,865 0,892
		0,399	
		0,498	
		0,563	
		0,612	
		0,655	
		0,692	
		0,721	

продовження табл. Б.1

		$\varphi_{зч} = 0,9$	
30°	-0,343	0,222	0,526
40°	-0,211	0,334	0,622
50°	-0,096	0,412	0,677
60°	-0,002	0,473	0,718
70°	0,073	0,521	0,753
80°	0,130	0,560	0,785
90°	0,164	0,586	0,811



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Значення коефіцієнта A_p для напівтвердої та тугопластичної глини

Кут захвату γ_{zx} , град	Кут різання α_p , град		
	20°	30°	40°
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	2,335 2,308 2,235 2,194 2,197 2,248 2,344	$\varphi_{34} = 0$	1,624 1,622 1,569 1,526 1,508 1,519 1,560
		1,861	
		1,854	
		1,797	
		1,758	
		1,749	
		1,774	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,597 0,672 0,721 0,769 0,821 0,879 0,938	$\varphi_{34} = 0,6$	0,924 0,984 1,000 1,011 1,028 1,055 1,088
		0,806	
		0,874	
		0,905	
		0,930	
		0,960	
		0,996	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,307 0,399 0,469 0,532 0,592 0,651 0,704	$\varphi_{34} = 0,7$	0,807 0,878 0,905 0,925 0,948 0,977 1,009
		0,630	
		0,711	
		0,756	
		0,792	
		0,829	
		0,866	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,018 0,126 0,217 0,294 0,363 0,423 0,470	$\varphi_{34} = 0,8$	0,691 0,771 0,810 0,839 0,868 0,900 0,930
		0,454	
		0,548	
		0,607	
		0,655	
		0,697	
		0,737	
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	0,018 0,126 0,217 0,294 0,363 0,423 0,470	0,770	0,930

продовження табл. В.1

		$\varphi_{зч} = 0,9$	
30°	-0,272	0,278	0,574
40°	-0,146	0,385	0,655
50°	-0,036	0,459	0,716
60°	0,057	0,517	0,753
70°	0,133	0,566	0,788
80°	0,194	0,607	0,822
90°	0,235	0,637	0,851



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Значення коефіцієнта A_z для твердого супіску

Кут захвату γ_{zx} , град	Задній кут α_z , град				
	10°	15°	20°	25°	30°
			$\varphi_{3ч} = 0$		
30°	-2,361	-0,970	-0,277	0,138	0,414
40°	-1,666	-0,578	-0,034	0,294	0,515
50°	-1,293	-0,378	0,083	0,363	0,553
60°	-1,094	-0,279	0,132	0,383	0,554
70°	-0,999	-0,246	0,136	0,370	0,529
80°	-0,982	-0,261	0,105	0,329	0,482
90°	-1,031	-0,320	0,040	0,261	0,412
			$\varphi_{3ч} = 0,6$		
30°	-9,449	-5,735	-3,867	-2,736	-1,975
40°	-7,242	-4,347	-2,888	-2,003	-1,404
50°	-6,019	-3,585	-2,355	-1,607	-1,099
60°	-5,304	-3,147	-2,055	-1,389	-0,935
70°	-4,901	-2,909	-1,900	-1,282	-0,861
80°	-4,717	-2,815	-1,850	-1,259	-0,854
90°	-4,713	-2,839	-1,888	-1,305	-0,907
			$\varphi_{3ч} = 0,7$		
30°	-10,631	-6,529	-4,465	-3,216	-2,373
40°	-8,171	-4,976	-3,364	-2,386	-1,724
50°	-6,806	-4,119	-2,762	-1,936	-1,374
60°	-6,006	-3,625	-2,420	-1,684	-1,183
70°	-5,551	-3,353	-2,239	-1,558	-1,093
80°	-5,340	-3,241	-2,175	-1,523	-1,077
90°	-5,327	-3,259	-2,209	-1,556	-1,127
			$\varphi_{3ч} = 0,8$		
30°	-11,812	-7,324	-5,063	-3,695	-2,771
40°	-9,101	-5,604	-3,840	-2,769	-2,044
50°	-7,593	-4,654	-3,168	-2,264	-1,650
60°	-6,708	-4,103	-2,784	-1,979	-1,431
70°	-6,201	-3,797	-2,578	-1,833	-1,324
80°	-5,962	-3,666	-2,501	-1,788	-1,300
90°	-5,941	-3,679	-2,531	-1,828	-1,347

продовження табл.Д.1

			$\varphi_{зч} = 0,9$		
30°	-12,994	-8,818	-5,662	-4,174	-3,170
40°	-10,030	-6,232	-4,316	-3,152	-2,364
50°	-8,381	-5,188	-3,575	-2,592	-1,925
60°	-7,409	-4,581	-2,149	-2,275	-1,679
70°	-6,851	-4,241	-2,918	-2,108	-1,556
80°	-6,585	-4,092	-2,827	-2,052	-1,522
90°	-6,555	-4,099	-2,852	-2,089	-1,566



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Значення коефіцієнта A_z для твердого та напівтвердого суглинка

Кут захвату γ_{zx} , град	Задній кут α_z , град				
	10°	15°	20°	25°	30°
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-1,566 -1,039 -0,759 -0,608 -0,539 -0,530 -0,571	-0,489 -0,197 -0,048 0,023 0,045 0,029 -0,021	$\varphi_{3ч}=0$	0,366 0,478 0,525 0,536 0,521 0,486 0,430	0,579 0,649 0,672 0,668 0,645 0,604 0,547
			0,046		
			0,225		
			0,309		
			0,342		
			0,341		
			0,312		
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-8,605 -5,565 -5,432 -4,769 -4,391 -4,215 -4,205	-5,204 -3,915 -3,205 -2,795 -2,569 -2,475 -2,491	$\varphi_{3ч}=0,6$	-2,455 -1,767 -1,394 -1,185 -1,081 -1,052 -1,087	-1,755 -1,217 -0,928 -0,770 -0,695 -0,682 -0,723
			-3,492		
			-2,579		
			-2,079		
			-1,795		
			-1,646		
			-1,592		
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-9,778 -7,486 -6,211 -5,462 -5,033 -4,830 -4,810	-5,990 -4,535 -3,731 -3,265 -3,005 -2,893 -2,902	$\varphi_{3ч}=0,7$	-2,925 -2,141 -1,713 -1,472 -1,348 -1,308 -1,340	-2,144 -1,528 -1,194 -1,009 -0,918 -0,896 -0,934
			-4,082		
			-3,046		
			-2,477		
			-2,152		
			-1,977		
			-1,910		
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-10,951 -8,407 -6,990 -6,155 -5,675 -5,444 -4,416	-6,776 -5,155 -4,257 -3,734 -3,441 -3,310 -3,314	$\varphi_{3ч}=0,8$	-3,395 -2,515 -2,033 -1,759 -1,615 -1,564 -1,593	-2,533 -1,839 -1,461 -1,249 -1,141 -1,111 -1,146
			-4,671		
			-3,513		
			-2,875		
			-2,508		
			-2,308		
			-2,227		

продовження табл. Е.1

			$\varphi_{3ч} = 0,9$		
30°	-12,124	-7,562	-5,261	-3,865	-2,922
40°	-9,328	-5,775	-3,980	-2,890	-2,150
50°	-7,769	-4,783	-3,273	-2,353	-1,728
60°	-6,849	-4,204	-2,864	-2,046	-1,488
70°	-6,317	-3,876	-2,639	-1,882	-1,365
80°	-6,058	-3,728	-2,545	-1,820	-1,325
90°	-6,021	-3,725	-2,560	-1,846	-1,358



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Значення коефіцієнта A_z для напівтвердої та тугопластичної глини

Кут захвату γ_{zx} , град	Задній кут α_z , град				
	10°	15°	20°	25°	30°
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-1,761 -1,192 -0,890 -0,727 -0,652 -0,640 -0,684	-0,607 -0,290 -0,129 -0,051 -0,026 -0,042 -0,094	$\varphi_{34}=0$	0,310 0,433 0,486 0,499 0,484 0,447 0,388	0,538 0,616 0,643 0,640 0,617 0,574 0,514
			-0,033		
			0,161		
			0,254		
			0,291		
			0,291		
			0,262		
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-8,811 -6,731 -5,576 -4,900 -4,516 -4,338 -4,329	-5,334 -4,021 -3,298 -2,881 -2,653 -2,559 -2,576	$\varphi_{34}=0,6$	-2,524 -1,825 -1,446 -1,235 -1,130 -1,102 -1,141	-1,809 -1,263 -0,970 -0,810 -0,735 -0,724 -0,768
			-3,584		
			-2,654		
			-2,147		
			-1,859		
			-1,708		
			-1,655		
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-9,986 -7,654 -6,357 -5,595 -5,160 -4,954 -4,937	-6,122 -4,643 -3,826 -3,353 -3,090 -2,978 -2,989	$\varphi_{34}=0,7$	-2,996 -2,201 -1,768 -1,524 -1,399 -1,361 -1,396	-2,200 -1,576 -1,238 -1,052 -0,961 -0,941 -0,981
			-4,175		
			-3,124		
			-2,547		
			-2,217		
			-2,041		
			-1,975		
30° 40° 50° 60° 70° 80° 90°	-11,161 -8,577 -7,138 -6,291 -5,804 -5,571 -5,544	-6,910 -5,265 -4,354 -3,824 -3,528 -3,397 -3,403	$\varphi_{34}=0,8$	-3,468 -2,577 -2,070 -1,813 -1,668 -1,619 -1,650	-2,592 -1,889 -1,507 -1,293 -1,186 -1,157 -1,195
			-4,767		
			-3,593		
			-2,947		
			-2,576		
			-2,374		
			-2,294		
			-2,316		

продовження табл. Ж.1

			$\varphi_{зч} = 0,9$		
30°	-12,337	-7,698	-5,359	-3,741	-2,983
40°	-9,499	-5,886	-4,062	-2,954	-2,203
50°	-7,919	-4,882	-3,347	-2,412	-1,776
60°	-6,986	-4,296	-2,934	-2,102	-1,535
70°	-6,448	-3,966	-2,707	-1,937	-1,411
80°	-6,187	-3,817	-2,614	-1,877	-1,374
90°	-6,152	-3,817	-2,631	-1,905	-1,409



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Значення коефіцієнта A_n

Тип ґрунту	Кут захвату γ_{zx} , град						
	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Напівтверда глина	1,268	1,264	0,836	0,859	0,896	0,953	1,038
Тугопластична глина	1,268	1,264	0,845	0,867	0,902	0,956	1,037
Твердий суглинок	1,237	1,241	0,795	0,825	0,871	0,941	1,045
Напівтвердий суглинок	1,237	1,241	0,807	0,835	0,878	0,945	1,043
Твердий супісок	1,360	1,330	0,785	0,811	0,858	0,934	1,048



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Характеристика найбільш ймовірних типів талих ґрунтів
(II, III категорії)

Тип ґрунту	Природна вологість, ω , %	Коефіцієнт консистентності, B_k	Коефіцієнт зчеплення, c , МПа	Кут внутрішнього тертя ϕ , град	Кут зовнішнього тертя, ϕ_0 , град	Питома вага у природному стані, $\gamma_{г\pi}$, мн./м ³	Несуча спроможність ґрунту, $q_{г\pi}$, МПа	Кількість ударів щільноміра, $C_{уль}$ (категорія)	Середній модуль деформації, $E_{сер}$ *, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Твердий супісок	10...14	$B_k < 0$	0,02	28	25	0,020	0,37	5...8 /III/	20
Напівтвердий суглинок	17...20	$0 < B_k < 0,25$	0,04	23	21	0,021	0,55	5...8 /III/	26
Тугопластична глина	25...30	$0,25 < B_k < 0,5$	0,04	18	22	0,020	0,48	5...8 /III/	14
Твердий суглинок	10...14	$B_k < 0$	0,06	25	21	0,022	0,85	9...16 /III/	30
Напівтверда глина	17...20	$0 < B_k < 0,25$	0,06	20	22	0,021	0,73	13...18 /III з переходом на IV/	20

* $E_{сер}$ відповідно СНиП 3.02.01-97. Земляные сооружения, основания и фундаменты. – М.: Стройиздат, 1989. – 121 с.

Значення коефіцієнтів регресії для визначення довжини лемеша при багатоярусному різанні; у якого ширина ярусів збільшується знизу до верху ($\gamma=80\ldots82^\circ$)

Тип ґрунту	r_1	r_2	r_3
Твердий супісок	0,245	0,066	0,068
Твердий суглинок	0,240	0,075	0,101
Напівтверда глина	0,270	0,072	0,094



Національний
університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Значення коефіцієнта пропорційності k_e для визначення
довжини перехідної зони l_c

Тип ґрунту	Верхній ярус			Нижній ярус		
	Значення відношення h_p/B					
	1,0	2,0	3,0	1,0	1,5	2,0
Твердий супісок	0,29	0,96	2,18	0,16	0,26	0,37
Напівтвердий суглинок	0,40	1,43	3,22	0,23	0,38	0,59
Тугопластична глина	0,50	1,81	3,97	0,26	0,46	0,76
Твердий суглинок	0,39	1,35	3,06	0,22	0,36	0,56
Напівтверда глина	0,48	1,74	3,84	0,26	0,46	0,75



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Додаток Н
Таблиця Н.1

Значення інтерполюючих коефіцієнтів у залежності (2.28)
для сталого режиму різання

Тип ґрунту	$\alpha_{\psi 1}$	$k_{\psi 1}$	$\alpha_{\psi 2}$	$k_{\psi 2}$
Твердий супісок	0,947	-0,306	$\frac{1,009}{1,002}$	$\frac{-0,343}{-0,338}$
Напівтвердий суглинок	1,014	-0,338	$\frac{1,063}{-}$	$\frac{-0,304}{-}$
Тугопластична глина	0,943	-0,186	$\frac{1,170}{-}$	$\frac{-0,431}{-}$
Твердий суглинок	1,000	-0,324	$\frac{1,133}{1,133}$	$\frac{-0,496}{-0,498}$
Напівтверда глина	0,943	-0,186	$\frac{1,144}{1,148}$	$\frac{-0,396}{-0,401}$

Примітка: індекс „1” – для верхнього ярусу; „2” – для нижніх ярусів; у знаменнику приведені значення для кута розвалу ярусів $\gamma = 80...82^\circ$



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Чисельні значення питомого опору k_2 , МПа

Тип ґрунту	Кут різання нижнього ножа α_{p2} , град									
	при опорі на базу					при опорі на лижу				
	20°	30°	40°	50°	60°	20°	30°	40°	50°	60°
Твердий супісок	0,846	0,692	0,608	0,552	0,509	1,03	0,797	0,655	0,573	0,520
Напівтвердий суглинок	0,959	0,778	0,680	0,615	0,565	1,19	0,911	0,761	0,662	0,587
Напівтверда глина	1,06	0,861	0,756	0,685	0,632	1,33	0,994	0,815	0,697	0,609

Додаток П
Таблиця П.1

Значення коефіцієнтів апроксимації для визначення
поздовжнього профілю двоярусного ЗРО

Тип грунту	η_1	m_1	$(H-z)_1$, м	$(H-z)_{\text{апр}}$, м	Поми- лка, %	η_2	m_2	$(H-z)_2$, м	$(H-z)_{\text{апр}}$, м	Поми- лка, %
Твердий суглинок	1,256	1,983	0,291	0,284	-2,4	1,478	2,208	0,293	0,274	-6,5
			0,132	0,135	+2,3			0,110	0,120	+9,0
			0,066	0,068	+3,0			0,052	0,055	+5,8
			0,033	0,032	-3,0			0,026	0,024	-7,7
Напів- тверда глина	1,214	2,012	0,307	0,299	-2,6	1,189	2,307	0,390	0,359	-7,9
			0,136	0,141	+3,7			0,136	0,151	+11,0
			0,068	0,070	+2,9			0,063	0,068	+7,9
			0,034	0,033	-2,9			0,031	0,028	-9,7
Напів- твердий суглинок	1,258	1,982	0,292	0,284	-2,7	1,462	2,215	0,298	0,278	-6,7
			0,131	0,135	+3,0			0,112	0,121	+8,0
			0,066	0,068	+3,0			0,053	0,056	+5,7
			0,033	0,032	-3,0			0,026	0,024	-7,7

Коефіцієнти інтерполяції для визначення питомого зусилля деформування ґрунтів багаторушними ЗРО

Тип ґрунту	Тверд. супісок	Напівтв. суглинок	Тугопласт. глина	Тверд. суглинок	Напівтв. глина
Коефіцієнти					
a_{k2} , МПа	-1,297	-0,715	-0,554	-1,274	-0,723
b_{k2} , МПа	1,768	0,968	0,748	1,720	0,980
Максимальна помилка інтерполяції	6,1%	8,6%	9,1%	9,7%	7.6%



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Приклад розрахунку параметрів траси і силових показників машини для нахилено-направленого буріння

Технологія будівництва: прокладання пілотної свердловини діаметром 100 мм, потім протягування газопроводу з одночасним розширенням бурового каналу до діаметра 140 мм. Траса виконана по плавній дузі з переходом від максимального кута $17^{\circ}30'$ до нульового кута на максимальній глибині і знову з виходом у вихідний прямокут. Точка виходу газопроводу у вихідному напрямку на 1 м нижче точки забурювання.

Вихідні дані

Грунт: пісок з природною пористістю $n_0=0,35$.
 Коефіцієнт тертя:
 сталі по піску – $f_p = 0,5$;
 сталі по піску, що змочений буровим розчином – $f_{рш}(f_{ш}) = 0,4$;
 поліетилену по піску – $f_{гп} = 0,3$;
 поліетилену по буровому розчину – $f = 0,2$.
 Глибина закладання газопроводу від горизонту забурювання $D_1=6$ м.
 Кут забурювання $\alpha_1=17^{\circ}30'$ (характеристика бурової установки).
 Перепад по висоті точки виходу газопроводу із землі відносно точки забурювання $h_2=1$ м.
 Діаметр поліетиленової труби $d_n = 0,11$ м.
 Товщина стінки поліетиленової труби $\delta = 0,01$ м.
 Тиск бурового розчину на виході із сопел розширювача $p = 10^6$ Н/м².
 Витрати бурового розчину $Q_{ж} = 0,0012$ м³/с.
 Діаметр бурової головки $d_r = 0,1$ м.
 Діаметр розширювача $d_{рш} = 0,14$ м.
 Діаметр штанги $d_{ш} = 0,052$ м.
 Діаметр замка штанги $d_3^* = 0,066$ мм.
 Довжина замка на штанзі $L_3^* = 0,4$ мм.
 Відстань між замками на штанзі $a_{ш} = 3$ м.
 Товщина стінки штанги $\delta_{ш} = 0,0065$ м.
 Питома сила тяжіння:
 поліетилену $\gamma_n = 0,93 \cdot 10^4$ Н/м³;
 ґрунту $\gamma_r = 1,7 \cdot 10^4$ Н/м³;
 бурового розчину $\gamma_{ж} = 1,2 \cdot 10^4$ Н/м³;
 вода $\gamma_b = 1,0 \cdot 10^4$ Н/м³;
 Погонна сила тяжіння поліетиленової труби діаметром 110 мм $q_{en} = 31,6$ Н/м.
 Модуль повзучості поліетилену $E = 140 \cdot 10^6$ Н/м².

Модуль пружності сталених штанг $E_{ш} = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$.
 Кут внутрішнього тертя ґрунту $p = 0,66 \text{ рад}$.
 Коефіцієнт бічного тиску $\mu = 0,37$.

1. Розрахунок траси газопроводу

Розрахунок кута $\alpha_{1\text{розр}}$ (4.131):

$$\alpha_{1\text{розр}} = \frac{17^\circ 30' + 0}{2} = 8^\circ 45'.$$

Розрахунок довжини траси газопроводу l_1 від точки M до точки A (4.133):

$$l_1 = D_1 / \sin \alpha_{1\text{розр}} = 6 / 0,15 = 40 \text{ м.}$$

Розрахунок радіуса кривизни пілотної свердловини.

Для вибраної траси $R_1 = R_2 = R$ і розраховують за формулами (4.127), (4.134)

$$R = \frac{D_1}{1 - \cos \alpha_1} = \frac{6}{1 - 0,9537} = \frac{6}{0,0463} = 130 \text{ м;}$$

$$\cos 17^\circ 30' = 0,9537.$$

Розрахунок довжини траси l_2 від точки A до точки H (4.133), (4.134).

$$\cos \alpha_2 = \frac{R - D_2}{R}; \quad D_2 = D_1 - h_2 = 6 - 1 = 5 \text{ м;}$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{130 - 5}{130} = 0,9615;$$

$$\alpha_2 = \frac{16^\circ}{\alpha_{2\text{розр}}} = \frac{16^\circ}{2} = 8^\circ;$$

$$l_2 = D_2 / \sin \alpha_2 = 5 / 0,139 = 36 \text{ м.}$$

Розрахунок загальної довжини траси l від точки M до точки H :

$$40 + 36 = 76 \text{ м.}$$

Розрахунок числа штанг для проходження довжини траси l_1 (4.129):

$$n_1 = \frac{l_1}{l_{ш}} = \frac{40}{3} = 13 \frac{1}{3}.$$

Розрахунок зміни кута $\Delta \alpha$, на кожній штанзі (4.130):

$$\Delta \alpha_1 = \frac{\alpha_1}{n_1} = \frac{17^\circ 30'}{13,3} = 1^\circ 19'.$$

Розрахунок заглиблення газопроводу на кожній штанзі (4.133):

$$D_{1-1} = \sin\left(\frac{17^\circ 30' + 16^\circ 11'}{2}\right) 3 = 90 \text{ см};$$

$$\alpha_{1-i} = \alpha_1 - \Delta\alpha_1 \cdot i = 17^\circ 30' - 1^\circ 19' \cdot 1 = 16^\circ 11';$$

$$D_{1-2} = \sin\left(\frac{17^\circ 30' + 14^\circ 53'}{2}\right) 6 = 170, \text{ см і т.д.,}$$

$$\alpha_{1-2} = 14^\circ 53'.$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Повний розрахунок заглиблення газопроводу на кожній штанзі наведений у табл. Т.1.

Таблица Т.1

№ з/п	Довжина бурового каналу, м	Поточний кут, α_{1-i}	Синус поточного кута	Заглиблення D_{1-i} газопроводу від точки забурювання, см
0	0	17°30'	0,3	0
1	3	16°11'	0,28	90
2	6	14°53'	0,26	170
3	9	13°34'	0,23	240
4	12	12°15'	0,21	300
5	15	-10°56'	0,19	360
6	18	-9°38'	0,16	410
7	21	-8°19'	0,14	460
8	24	-7°0'	0,12	500
9	27	-5°41'	0,1	540
10	30	-4°23'	0,08	560
11	33	-3°4'	0,05	580
12	36	-1°45'	0,03	600
13	39	-0°26'	0,01	600
14	42	+0°52'	0,01	600
15	45	+2°11'	0,04	590
16	48	+3°30'	0,06	580
17	51	+4°49'	0,08	560
18	54	+6°07'	0,1	530
19	57	+7°26'	0,13	500
20	60	+8°44'	0,15	450
21	63	+10°03'	0,17	400
22	66	+11°22'	0,19	340
23	69	+12°41'	0,22	280
24	72	+14°	0,24	220
25	75	+15°19'	0,26	140
26	76	+15°45'	0,27	100

Розрахунок об'єму ґрунту, що видалений (4.146):

$$V_z = \frac{\pi d_p^2 l}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,14^2 \cdot 76}{4} = 1,2 \text{ м}^3.$$

Розрахунок об'єму бурового розчину.

При бурінні в піщаних ґрунтах необхідний збільшений об'єм бурового розчину – $1,2 \cdot 6 = 7,2 \text{ м}^3$.



Розрахунок мінімального часу буріння (4.147):

$$t_{min} = \frac{V_p}{Q_p} = \frac{7,2}{0,072} = 100 \text{ хв.}$$

Розрахунок максимальної швидкості буріння (4.148):

$$v_{max} = \frac{l}{t_{min}} = \frac{76}{100} = 0,76 \text{ м/хв.}$$

Приймаємо швидкість буріння 0,60 м/хв.

Розрахунок величини подачі на оберт:

$$h = \frac{g}{\omega} = \frac{0,6}{60} = 0,01 \text{ м.}$$

2. Розрахунок загального зусилля протягування при будівництві підводного переходу газопроводу із поліетиленових труб діаметром 110 мм довжиною 76 м по буровому каналу 140 мм.

Так як газопровід виконаний із довгомірних поліетиленових труб, він не має виступів за межі зовнішнього діаметру, і зусилля \bar{P}_3 , і зусилля \bar{P}_5 дорівнюють нулю. Проектована траса не має прямолінійної ділянки і зусилля \bar{P}_6 також дорівнює нулю.

Загальне зусилля протягування \bar{P} розраховується за формулами:

а) для сприятливих умов (4.211):

$$\overline{P_{(a)}} = \overline{P_p} + \overline{P_{zn(a)}} + \overline{P_{n(a)}};$$

б) для несприятливих умов (4.212):

$$\overline{P_{(б)}} = \overline{P_p} + \overline{P_{zn(б)}} + \overline{P_{n(б)}}.$$

Розбиваємо трасу на рівні проміжки для розрахунку поточних зусиль:

$$l_i = 0; 9,5; 19; 28,5; 38; 47,5; 57; 66,5; 76 \text{ м.}$$

Розрахунок зусилля P_p лобового опору руху розширювача (4.178), (4.179), (4.180):

$$\overline{P_p} = \overline{P_z} e^{f_{pu} l_i / R};$$

$$\overline{P_z} = p \frac{\pi}{4} (d_{пу}^2 - d_3^{*2}) = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (0,14^2 - 0,065^2)}{4} = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$f_{пу}^* = \frac{f_{пу}}{\sqrt{1 + (\pi d_{пу} / h)^2}} = \frac{0,4}{\sqrt{1 + (3,14 \cdot 0,14 / 0,01)^2}} = 0,009.$$

$$\overline{P_p} = 1,2 \cdot 10^4 \cdot e^{0,009 l_i / 130}$$

Розрахунок зусилля протягування газопровода P_{zn} :

а) для сприятливих умов

$$\overline{P_{zn(a)}} = \overline{P_1} + \overline{P_{2(a)}} + \overline{P_4} + \overline{P_7};$$

б) для несприятливих умов

$$\overline{P_{zn(б)}} = \overline{P_1} + \overline{P_{2(б)}} + \overline{P_4} + \overline{P_7}.$$

Розрахунок зусилля P_1 (4.181), (4.182):

$$\overline{P_1} = qR \left(e^{f(l-l_i)/R} \cos \frac{l-l_i}{2R} - \cos \frac{2l_i-l}{2R} \right);$$

$$q = \gamma_m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [d_n^2 - (d_n - 2\delta)^2] - \gamma_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_n^2 =$$

$$= 0,93 \cdot 10^4 \cdot 0,785 \cdot [0,11^2 - (0,11 - 2 \cdot 0,01)^2] -$$

$$- 1,2 \cdot 10^4 \cdot 0,785 \cdot 0,11^2 = 29 - 114 = -85 \text{ Н/м};$$

$$\overline{P_1} = -85 \cdot 130 \left(e^{0,2(76-l_i)/130} \cos \frac{76-l_i}{2 \cdot 130} - \cos \frac{2l_i-76}{2 \cdot 130} \right) =$$

$$= -1,1 \cdot 10^4 \left(e^{0,2(76-l_i)/130} \cos \frac{76-l_i}{260} - \cos \frac{2l_i-76}{260} \right);$$

$$\overline{P_1} = -1,1 \cdot 10^4 \left(e^{0,2(76-l_i)/130} \cos \frac{76-l_i}{260} - \cos \frac{2l_i-76}{260} \right), \text{ Н.}$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_2}$:

а) для сприятливих умов (4.183), (4.184), (4.159), (4.185)

$$\overline{P_{2(a)}} = q_{z(a)} R (e^{f(l-l_i)/R} - 1);$$

$$q_{z(a)} = 0,5 k_{(a)} \pi \gamma_{z(a)}^* (1 + \mu) d_n^2;$$

$$k_a = 1 + \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right) / 2 \cdot \operatorname{tg} \rho = 1 + \operatorname{tg} (0,785 - 0,33) / 2 \operatorname{tg} 0,66 =$$

$$= 1 + \operatorname{tg} 26^\circ 04' / 2 \operatorname{tg} 37^\circ 48' = 1 + 0,489 / 2 \cdot 0,776 = 1,315;$$

$$\gamma_{z(a)}^* = \gamma_z / \left[1 + \frac{\pi}{4 k_a} \left(1 - \frac{d_n^2}{d_{пу}^2} \right) \right] =$$

$$= 1,7 \cdot 10^4 / \left[1 + \frac{3,14}{4 \cdot 1,315} \left(1 - \frac{0,11^2}{0,14^2} \right) \right] =$$

$$= 1,7 \cdot 10^4 / [1 + 0,597(1 - 0,617)] = 1,7 \cdot 10^4 / 1,229 = 1,38 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3;$$

$$q_{z(a)} = 0,5k_{(a)}\pi\gamma_{z(a)}^*(1+\mu)d_h^2 =$$

$$= 0,5 \cdot 1,315 \cdot 3,14 \cdot 1,38 \cdot 10^4 (1 + 0,37) 0,11^2 = 2,85 \cdot 10^4 \cdot 1,37 \cdot 0,0121 = 0,047 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$\overline{P_{2(a)}} = q_{z(a)} R (e^{f(l-l_i)/R} - 1) =$$

$$= 0,047 \cdot 10^4 \cdot 130 (e^{0,2(l-l_i)/130} - 1) = 6,1 \cdot 10^4 (e^{0,2(l-l_i)/130} - 1).$$

$$\overline{P_{2(a)}} = 6,1 \cdot 10^4 (e^{0,2(76-l_i)/130} - 1), \text{ Н};$$

б) для несприятливих умов (4.160), (4.188), (4.189)

$$\overline{P_{2(\bar{\sigma})}} = q_{z(\bar{\sigma})} R (e^{f(l-l_i)/R} - 1);$$

$$q_{z(\bar{\sigma})} = 0,5k_{(\bar{\sigma})}\pi\gamma_{z(\bar{\sigma})}^*(1+\mu)d_h^2;$$

$$k_{\bar{\sigma}} = \frac{1}{\left[\text{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right) \cdot 2 \text{tg} \rho \right]};$$

$$k_{\bar{\sigma}} = 1 / \text{tg}^2 26^\circ 04' \cdot \text{tg} 37^\circ 48' = 1 / 0,239 \cdot 0,776 = 5,39;$$



$$\gamma_{z(\bar{\sigma})}^* = \frac{\gamma_z}{\left[1 + \frac{\pi}{4k_{\bar{\sigma}}} \cdot \left(1 - \frac{d_h^2}{d_{pu}^2} \right) \right]} = \frac{1,7 \cdot 10^4}{\left[1 + \frac{3,14}{4 \cdot 5,39} \cdot \left(1 - \frac{0,11^2}{0,14^2} \right) \right]} =$$

$$1,7 \cdot 10^4 / [1 + 0,1456(1 - 0,617)] = 1,7 \cdot 10^4 / 1,056 = 1,6 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3;$$

$$q_{z(\bar{\sigma})} = 0,5k_{\bar{\sigma}}\pi\gamma_{z(\bar{\sigma})}^*(1+\mu)d_h^2 =$$

$$= 0,5 \cdot 5,39 \cdot 3,14 \cdot 1,6 \cdot 10^4 (1 + 0,37) 0,11^2 =$$

$$= 13,54 \cdot 10^4 \cdot 1,37 \cdot 0,0121 = 0,224 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$$\overline{P_{2(\bar{\sigma})}} = q_{z(\bar{\sigma})} R (e^{f(l-l_i)/R} - 1) =$$

$$= 0,224 \cdot 10^4 \cdot 130 (e^{0,2(l-l_i)/130} - 1) =$$

$$= 29,1 \cdot 10^4 \cdot (e^{0,2(l-l_i)/130} - 1), \text{ Н}.$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_4}$ (4.200), (4.201), (4.202):

$$\overline{P_4} = 0,5P_h (1 + e^{f(l-l_i)/R});$$

$$P_n = \frac{f\pi E}{16RB} [d_n^4 - (d_n - 2\delta)^4];$$

$$B = \sqrt{(R + 0,5d_{пу})^2 - (R - 0,5d_{пу} + d_n)^2} = \\ = \sqrt{(130 + 0,07)^2 - (130 - 0,07 + 0,11)^2} = \sqrt{16918 - 16910} = 2,828 \text{ м};$$



Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$P_n = \frac{f\pi E}{16RB} [d_n^4 - (d_n - 2\delta)^4] = \\ = \frac{0,2 \cdot 3,14 \cdot 300 \cdot 10^6}{16 \cdot 130 \cdot 2,828} [146 \cdot 10^{-6} - 66 \cdot 10^{-6}] = 2,56 \text{ Н};$$

$$\overline{P_4} = 0,5 P_n (1 + e^{f(l-l_i)/R}) = \\ = 0,5 \cdot 2,56 (1 + e^{0,2(l-l_i)/130}) = 1,28 (1 + e^{0,2(l-l_i)/130}), \text{ Н.}$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_7}$ (4.207):

$$\overline{P_7} = 0,3 \cdot 31,6 \cdot l_i = 9,5 \cdot l_i, \text{ Н.}$$

Розрахунок зусилля переміщення бурових штанг $\overline{P_n}$:

а) для сприятливих умов (4.208)

$$\overline{P_{n(a)}} = \overline{P_2} + \overline{P_{3(a)}} + \overline{P_{4(a)}} + \overline{P_5} + \overline{P_6} + \overline{P_7};$$

б) для несприятливих умов (4.209)

$$\overline{P_{n(\delta)}} = \overline{P_2} + \overline{P_{3(\delta)}} + \overline{P_{4(\delta)}} + \overline{P_5} + \overline{P_6} + \overline{P_7}.$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_2}$ (4.154):

$$\overline{P_2} = q_{ш} \cdot R \cdot \left(e^{f_{ш}^* \cdot l_i / R} \cdot \cos \frac{l_i}{2R} - \cos \frac{l - 2 \cdot l_i}{2R} \right),$$

$$\text{де } q_{ш} = \gamma_{ш} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [d_{ш}^2 - (d_{ш} - 2 \cdot \delta_{ш})^2] - \gamma_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ш}^2 = \\ = 7,8 \cdot 10^4 \cdot 0,785 \cdot [0,052^2 - (0,052 - 0,013)^2] - \\ - 1,2 \cdot 10^4 \cdot 0,785 \cdot 0,052^2 = 73,5 - 25,5 = 48 \text{ Н};$$

$$f_{ш}^* = \frac{f_{ш}}{\sqrt{1 + (\pi \cdot d_{ш} / h)^2}} = \frac{0,4}{\sqrt{1 + (3,14 \cdot 0,1 / 0,01)^2}} = 0,012;$$

$$\overline{P_2} = q_{ш} \cdot R \cdot \left(e^{f_{ш}^* \cdot l_1 / R} \cdot \cos \frac{l_i}{2R} - \cos \frac{l - 2 \cdot l_i}{2R} \right) =$$

$$= 48 \cdot 130 \left(e^{0,12 \cdot l_1 / 130} \cdot \cos \frac{l_i}{2 \cdot 130} - \cos \frac{76 - 2 \cdot l_i}{2 \cdot 130} \right) =$$

$$= 6,24 \cdot 10^3 \left(e^{0,12 \cdot l_1 / 130} \cdot \cos \frac{l_i}{260} - \cos \frac{76 - 2 \cdot l_i}{260} \right), \text{ Н.}$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_2}$ (4.156), (4.157):

а) для сприятливих умов (4.158):

$$\overline{P_{3(a)}} = q_{z(a)} R \left(e^{f_{uu}^* \cdot l_i / R} - 1 \right);$$

$$q_{z(a)} = 0,5 k_{(a)} \pi \gamma_{z(a)}^* (1 + \mu) d_u^2 =$$

$$= 0,5 \cdot 1,315 \cdot 3,14 \cdot 1,38 \cdot 10^4 (1 + 0,37) 0,052^2 = 0,011 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$$\overline{P_{3(a)}} = q_{z(a)} R \left(e^{f_{uu}^* \cdot l_i / R} - 1 \right) =$$

$$= 0,011 \cdot 130 \cdot 10^4 \cdot \left(e^{0,012 \cdot l_i / R} - 1 \right) = 14,3 \cdot 10^3 \cdot \left(e^{0,012 \cdot l_i / R} - 1 \right), \text{ Н};$$

б) для несприятливих умов (4.159):

$$\overline{P_{3(\bar{o})}} = q_{z(\bar{o})} R \left(e^{f_{uu}^* \cdot l_i / R} - 1 \right)$$

$$q_{z(\bar{o})} = 0,5 k_{(\bar{o})} \pi \gamma_{z(\bar{o})}^* (1 + \mu) d_u^2 =$$

$$= 0,5 \cdot 5,39 \cdot 3,14 \cdot 1,6 \cdot 10^4 (1 + 0,37) 0,052^2 = 0,05 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$$\overline{P_{3(\bar{o})}} = q_{z(\bar{o})} R \left(e^{f_{uu}^* \cdot l_i / R} - 1 \right) =$$

$$= 0,05 \cdot 10^4 \cdot 130 \cdot 10^4 \left(e^{0,012 \cdot l_i / R} - 1 \right) = 65 \cdot 10^3 \cdot \left(e^{0,012 \cdot l_i / R} - 1 \right), \text{ Н.}$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_4}$ (4.161):

а) для сприятливих умов (4.162), (4.163):

$$\overline{P_{4(a)}} = \frac{1}{f_{uu}} \cdot q_{\bar{o}(a)} \cdot R \cdot \left(e^{f_{uu}^* \cdot l_1 / R} - 1 \right);$$

$$q_{\bar{o}(a)} = \frac{\pi}{4 \cdot a_{uu}} \cdot (\Delta P_p - \Delta P_{uu}) \cdot (d_3^{*2} - d_{uu}^2) \cdot \frac{\gamma_{жс}}{\gamma_{\bar{o}}};$$

$$\Delta P_p^* = 163 \cdot Q_p^{1,65} L_{\bar{o}} / (d_z - d_{\bar{o}})^{2,7} =$$

$$= 163 \cdot 0,0012^{1,65} \cdot 0,4 / (0,1 - 0,066)^{2,7} = 0,001 / 0,0001 = 10 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{uu} = 163 \cdot Q_{жс}^{1,65} L_{\bar{o}}^* / (d_z - d_{\bar{o}})^{2,7} =$$

$$= 163 \cdot 0,0012^{1,65} \cdot 0,4 / (0,1 - 0,052)^{2,7} = 0,001 / 0,000275 = 3,6 \text{ Па};$$



$$\begin{aligned}q_{\bar{\sigma}(a)} &= \frac{\pi}{4 \cdot a_{uu}} \cdot (\Delta P_p - \Delta P_{uu}) \cdot (d_{\varepsilon}^2 - d_{uu}^2) \cdot \frac{\gamma_{жс}}{\gamma_{\varepsilon}} = \\&= \frac{3,14}{4 \cdot 3} (10 - 3,6) \cdot (0,066^2 - 0,052^2) \cdot 1,2 = \\&= 0,26 \cdot 6,4 \cdot 0,0016 \cdot 1,2 = 0,0032 \text{ Н/м}; \\ \overline{P_{4(a)}} &= q_{\bar{\sigma}(a)} \cdot R \cdot \left(e^{f_{uu}^* \cdot l_1 / R} - 1 \right) = 0,0032 \cdot 130 \cdot \left(e^{0,12 \cdot l_1 / 130} - 1 \right) = \\&= 0,416 \cdot \left(e^{0,12 \cdot l_1 / 130} - 1 \right) \text{ Н};\end{aligned}$$

б) для несприятливих умов (4.165), (4.166), (4.167), (4.168):

$$\begin{aligned}q_{\bar{\sigma}(\bar{\sigma})} &= \frac{\pi}{4 \cdot a_{uu}} \cdot (d_{\varepsilon}^2 - d_{uu}^2) \cdot \frac{\sigma_{yuy}}{n_0 + \Delta n}; \\ \Delta n &= \frac{\pi}{4k} \cdot \left(1 - \frac{d_{uu}^2}{d_{\varepsilon}^2} \right) = \frac{3,14}{4 \cdot 5,39} \left(1 - \frac{0,0027}{0,01} \right) = 0,11; \\ A_{\varepsilon} &= \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\varepsilon}^2 - d_{uu}^2) = 0,785(0,0043 - 0,0027) = 0,0013 \text{ м}^2; \\ \sigma_{yuy} &= 5,2 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{20,4}} \right) \cdot 10^6 = 5,2 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{0,026}} \right) = 0,13 \cdot 10^6 \text{ Па};\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}q_{\bar{\sigma}(\bar{\sigma})} &= \frac{\pi}{4 \cdot a_{uu}} \cdot (d_{\varepsilon}^2 - d_{uu}^2) \cdot \frac{\sigma_{yuy}}{n_0 + \Delta n} = \\&= \frac{3,14}{4 \cdot 3} \cdot (0,066^2 - 0,052^2) \cdot \frac{0,13 \cdot 10^6}{0,35 + 0,11} = 118 \text{ Н/м}; \\ \overline{P_{4(\bar{\sigma})}} &= \overline{q_{\bar{\sigma}(\bar{\sigma})}} \cdot R \cdot \left(e^{f_{uu}^* \cdot l_1 / R} - 1 \right) = 118 \cdot 130 \cdot \left(e^{0,012 \cdot l_1 / 130} - 1 \right) = \\&= 15,3 \cdot 10^3 \cdot \left(e^{0,012 \cdot l_1 / 130} - 1 \right), \text{ Н}.\end{aligned}$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_5}$ (4.169), (4.170), (4.171):

$$\begin{aligned}B_{uu} &= \sqrt{(R + 0,5d_{\varepsilon})^2 - (R - 0,5d_{\varepsilon} + d_{uu})^2} = \\&= \sqrt{(130 + 0,05)^2 - (130 - 0,05 + 0,052)^2} = \sqrt{16913 - 16900} = 3,6 \text{ т};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{mk} &= \frac{f_{uu} \pi E_{uu}}{16 R B_{uu}} \left[d_{uu}^4 - (d_{uu} - 2\delta_{uu})^4 \right] = \\&= \frac{0,4 \cdot 3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{16 \cdot 130 \cdot 3,6} \left[0,052^4 - 0,039^4 \right] = \\&= 35 \cdot 10^6 \cdot (7,3 \cdot 10^{-6} - 2,3 \cdot 10^{-6}) = 175 \text{ Н}.\end{aligned}$$

$$\overline{P_5} = 0,5P_{mk} \left(1 + e^{f_{uw}^* \cdot l/R} \right) = 77 \left(e^{0,01 \cdot l_i / 130} + 1 \right), \text{ Н.}$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_6}$ (4.172), (4.173):

$$\overline{P_6} = P_{зм} e^{f_{uw}^* \cdot l_i / R};$$

$$P_{зм} = \frac{\sigma_{yи} d_{uw}}{n_0 + \Delta n} \left(R - \frac{1}{2} \sqrt{R^2 - B_{uw}^2} - \frac{R^2}{2B_{uw}} \arcsin \frac{B_{uw}}{R} \right) =$$

$$= \frac{0,13 \cdot 10^6 \cdot 0,052}{0,35 + 0,11} \left(130 - \frac{1}{2} \sqrt{16900 - 13} - \frac{16900}{2 \cdot 3,6} \cdot 0,02767 \right) =$$

$$= 0,0147 \cdot 10^6 \cdot 0,05 = 0,73 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$\overline{P_6} = P_{зм} e^{f_{uw}^* \cdot l_i / R} = 0,73 \cdot 10^3 \cdot e^{0,012 \cdot l_i / 130}, \text{ Н.}$$

Розрахунок зусилля $\overline{P_7}$ (4.174):

$$\overline{P_7} = \frac{\pi E_{uw}}{128 R^2} \left[d_{uw}^4 - (d_{uw} - 2\delta_{uw})^4 \right] =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{128 \cdot 130^2} \cdot (0,052^4 - 0,039^4) = 0,3 \cdot 10^6 (7,3 \cdot 10^{-6} - 2,3 \cdot 10^{-6}) = 1,5 \text{ Н.}$$

Зусиллям $\overline{P_7}$ можна знехтувати через незначну величину.

На завершення необхідно побудувати графіки залежності сил від поточної довжини l_i , яка змінюється від 0 до 1 м.

При сприятливих умовах зусилля протягування газопроводу, відповідно до розрахунків, дорівнює 6259,5 Н, а при несприятливих умовах (повний обвал ґрунту по довжині бурового каналу і фільтрація бурового розчину в ґрунт) зусилля протягування газопроводу дорівнює $\overline{P_{zn(\delta)}} = 34787 \text{ Н}$, що складає 85% σ_T поліетилену ПЕ 80.

Максимальне розрахункове зусилля (загальне) протягування $\overline{P_{(\delta)}} = 47935,8 \text{ Н}$. За цим зусиллям підбирають бурову установку.

Технічні характеристики установок направленного буріння

№ з/п	Показники	Назва фірм											
		VERMEER (США)						TRACTO-TECHNIK (Німеччина) GRUNDODRILL					
		D6x6	D10x15 S3	D20x22 S3	D24x40 S3	D60x90 S3	4X	11XP	15XP	28N plus	JT5	JT9	DITCH WITCH (США)
1	Макс. крутний момент, Нм	745,7	2033,7	3050,6	5694,4	12541	1300	3300	4500	4000	746	1491	
2	Сила подачі на робочий орган, кН	24,5	44,5	86,7	124,6	266,9	43	105	147	280	18,2	40	
3	Сила зворотної тяги, кН	24,5	44,5	86,7	124,6	266,9	43	105	147	280	22,5	40	
4	Маса, кг	1469,6	3265,9	4921,5	9389,4	17690	2140	7900	10035	19000	1674	3220	
5	Довжина бурових штанг, м	1,8	1,8	3,0	3,0	4,6	1,5	3,0	3,0	3,0	1,5	1,8	
6	Діаметр бурових штанг, мм	42	43	48	60	73	48/38	62/54	62/54	82	28	40	
7	Радіус вигину, м	29,1	29,1	30,1	33	51	25	42/33	42	75	21,3	32	
8	Діаметр пілотного буріння, мм	57	64	76	102	152	80	100	100	140/170	63,5	76	
9	Макс. діаметр розширення, мм	250	350	410	600	700	250	400	500	710	114	300	
10	Макс. довжина буріння, м	45,7	91,4	300	310	182,9	100	250	350	500	-	-	
11	Робочий тиск в гідросистемі, МПа	3,45	6,89	6,89	7,24	6,21	-	115*	200*	650*	5,17	5,2	
12	Встановлена потужність, кВт	18,6	37	55,2	93,2	150,6	28	119	119	224	18,2	36	

*Подача бентонітового насоса

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

Багатоярусні укладачі, 28, 48

Безтраншейний спосіб, 12

Безтраншейні укладачі, 25

- класифікаційна схема, 96

- форма ножів, 27

Бурові машини, 154

Вертлюг, 148

Вібропродавлювання, 95

Вібропроколювання, 95

Гідромеліоративні системи, 7

- комбінована дренажна, 7

- протиерозійна, 9

- теплогідромеліоративна, 10

Горизонтальне буріння, 95

- установки, 125

Загальні обов'язкові вимоги, 5

Землерийні робочі органи,

- активні, 25

- пасивні, 26

- пасивно-активні, 25

Кабелеукладачі, 14

- вібраційний, 24

- двоярусний причіпний, 18

- класифікація, 14

- навіски, 21

- одноосьовий причіпний, 17

- трьохосьовий причіпний, 18

Лінійно-протяжні об'єкти, 5

Направлене буріння, 131

- бурові головки, 140

- бурові штанги, 145

- вертлюги, 148

- розширювачі, 142

- технологія способу, 131

- установки, 133

Опір переміщенню,

- багатоярусних відвальних ЗРО, 82

- безвідвальних ЗРО, 61

- ґрунтопроколюючого пристрою, 120

- двоножової системи, 32

- одноярусного ножа, 29

Підземні комунікації, 5

Пневмопробійник, 102

Пневмоударник, 173

Поздовжня форма ЗРО, 41

Принципи створення

багатоярусних ЗРО, 48

Пробійник з гідравлічним приводом, 103

Продавлювання, 95, 122

- наконечники, 98

- установки, 122

Проколювання, 95

- вібраційне, 95

- визначення параметрів, 108

- кероване, 150

- наконечники, 105

- наконечники регульовані, 107

- статичне, 98

- установки, 100

Розкочування, 127

Розкатник, 128

Спеціальні обов'язкові

вимоги, 7, 8, 10, 14

Способи буріння вертикальних порожнин,

- вибуховий, 155

- гідравлічний, 155

- механічний, 153

- термічний, 155

- фізичний, 153

Станки,

- віброобертового буріння, 175

- ударно-канатного буріння, 158

- ударно-обертового буріння

заглибним пневмоударником, 170

- обертового буріння ріжучими долотами, 167

- обертового буріння шарошечними долотами, 162

Техногенна безпека робочих процесів, 26

Траншейний спосіб, 11

Укладачі двоярусні, 30

- форма різальних частин, 41

Шарошка, 140, 166, 167

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ СПОСОБОМ ЗАГЛИБЛЕННЯ В ЩІЛИНУ ІЗ ДЕННОЇ ПОВЕРХНІ	5
1.1. Основні типи підземних комунікацій і вимоги до їх будівництва	5
1.2. Сучасні способи і техніка для будівництва підземних комунікацій	11
1.3. Кабелеукладачі	14
1.4. Аналіз конструкцій землерийних робочих органів безтраншейних укладачів	25
1.5. Визначення основних параметрів двоярусних землерийних робочих органів з прямолінійними різальними частинами	30
1.6. Польові випробування безтраншейного дреноукладача з традиційним одноярусним і двоярусними ножами	39
1.7. Визначення поздовжньої форми й основних параметрів різальних частин двоярусного землерийного робочого органа	41
1.8. Виробничі випробування кабелеукладача з традиційним одноярусним і двоярусними ножами	47
1.9. Основні принципи створення багатоярусних ґрунтозахисних робочих органів (структурна оптимізація)	48
1.10. Визначення параметрів багатоярусних землерийних робочих органів, що працюють за принципом рівності об'ємних витрат ґрунту	54
1.11. Визначення параметрів багатоярусних землерийних робочих органів, що працюють за принципом рівності масових витрат ґрунту	58
1.12. Визначення опору переміщенню безвідвальних землерийних робочих органів	61
1.13. Визначення сумарної сили на багатоярусне різання, транспортування, переформатування і ущільнення шарів ґрунту	67
1.14. Визначення оптимальних параметрів багатоярусних безвідвальних робочих органів, що працюють за принципом рівності масових витрат ґрунту	69
1.15. Польові випробування багатоярусних безвідвальних землерийних робочих органів	73
1.16. Визначення оптимальних параметрів багатоярусних землерийних робочих органів відвального типу	74
1.17. Польові та виробничі випробування багатоярусних відвальних землерийних робочих органів	86
1.18. Визначення опору різанню та потужності на привод вібратора вібраційних ножів	92

2. ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ ПІД ПЕРЕШКОДАМИ СПОСОБОМ ЗАТЯГУВАННЯ У ПОРОЖНИНУ ІЗ ПРИЯМКА	95
2.1. Основні способи утворення ґрунтової порожнини	95
2.2. Прокладання підземних комунікацій способом проколювання	97
2.3. Визначення основних параметрів ґрунтопроколюючих пристроїв	108
2.4. Прокладання підземних комунікацій способом продавлювання	121
2.5. Прокладання підземних комунікацій способом горизонтального буріння	125
2.6. Прокладання підземних комунікацій способом розкочування	127
2.7. Прокладання підземних комунікацій способом направлено-го буріння	131
3. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВЛАШТУВАННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ ПОРОЖНИН	153
3.1. Загальні відомості. Класифікація	153
3.2. Машини ударного буріння	158
3.3. Машини обертового буріння	162
3.4. Машини ударно-обертового буріння	170
3.5. Теорія робочого процесу бурових машин	176
4. АЛГОРИТМИ ВИБОРУ ВИХІДНИХ ДАНИХ І ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТА СТВОРЕННІ МАШИН ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ	185
4.1. Основні умовні позначення до пунктів 4.2...4.8	185
4.2. Алгоритм вибору та визначення вихідних даних ґрунтів	187
4.3. Алгоритм визначення основних параметрів двоярусних безтраншейних укладачів з прямолінійними профілями різальних частин	189
4.4. Алгоритм побудови оптимальних поздовжніх профілів різальних частин і визначення опору переміщенню двоярусних ЗРО	191
4.5. Алгоритми визначення параметрів багатоярусних безвідвальних ЗРО, що працюють за принципом рівності об'ємних витрат ґрунту	194
4.6. Алгоритм визначення оптимальних параметрів багатоярусних безвідвальних ЗРО, що працюють за принципом рівності масових витрат ґрунту	198
4.7. Алгоритм визначення оптимальних параметрів багатоярусних відвальних ЗРО	200
4.8. Алгоритм визначення основних параметрів ґрунтопроколюючих пристроїв	202
4.9. Алгоритм інженерного розрахунку пневмоударних пробійників	203
4.10. Розрахунок напірного зусилля для продавлювання циліндрично-трубчастого наконечника труб	209
4.11. Алгоритм визначення параметрів нахилено-направленого буріння*	212
ТЕРМІНОЛОГІЧНИЙ СЛОВНИК	228
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	234
ДОДАТКИ	236
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК	267



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Навчальне видання

*Кравець Святослав Володимирович
Нечидюк Анатолій Анатолійович
Косяк Олександр Володимирович*



Національний університет
водного господарства
та природокористування

**МАШИНИ ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ
ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ
(наукові основи створення)**

Підручник

Комп'ютерна верстка

*Тетяна Матюшина
Ольга Змієвська*

Літературний редактор

Людмила Ступчук

Технічний редактор

Галина Сімчук



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Підписано до друку 23.02.2018 р. Формат 60×84^{1/16}.
Ум.-друк. арк. 15,6. Обл.-вид. арк. 17,3.
Тираж 500 прим. Зам. № 5373.

*Видавець і виготовлювач
Національний університет
водного господарства та природокористування
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
РВ № 31 від 26.04.2005 р.*